

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Viktor Dilber

Zagreb, 2018.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Doc. dr. sc. Momir Sjerić

Student:

Viktor Dilber

Zagreb, 2018.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći znanja stečena tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se mentoru dr. sc. Momiru Sjeriću na pomoći i korisnim savjetima pri izradi završnog rada.

Također se zahvaljujem svojim roditeljima, obitelji i najbližim prijateljima koji su bili uz mene tokom cijelog studija.

Viktor Dilber



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student:

Viktor Dilber

Mat. br.: 0035199970

Naslov rada na
hrvatskom jeziku:

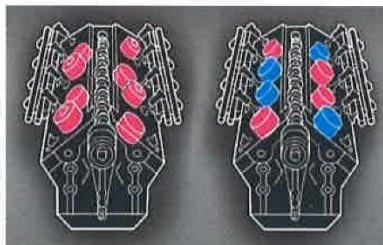
**Isključivanje cilindara kao mjera smanjenja potrošnje goriva
višecilindarskog motora**

Naslov rada na
engleskom jeziku:

**Cylinder Deactivation as a Measure of Fuel Economy Improvement of
a Multi-Cylinder Engine**

Opis zadatka:

Zbog smanjenja potrošnje goriva višecilindarskih motora s unutarnjim izgaranjem pri djelomičnim opterećenjima može se koristiti sustav isključivanja pojedinih cilindara. Na taj način se radni cilindri dovode u područje većeg opterećenja (većeg indiciranog rada) i niže specifične indicirane potrošnje goriva. U okviru završnog rada potrebno je numerički analizirati utjecaj isključivanja cilindara na smanjenje potrošnje goriva primjenom komercijalnog programskog paketa AVL BOOST™. Za analizu je potrebno odabrati već postojeći motor na tržištu koji koristi ovu metodu isključivanja cilindara.



U sklopu završnog rada potrebno je:

- Odabrati motor, izraditi i opisati simulacijski model koji će se koristiti u analizi.
- Opisati sustav za isključivanje pojedinih cilindara i njegovu karakteristiku rada.
- Definirati mehaničke gubitke u motoru i utjecaj isključivanja cilindara na njihov iznos.
- Definirati radne točke motora koje će se analizirati tako da one odgovaraju brzini kretanja vozila konstantnom brzinom horizontalnim putem od 50 km/h, 80 km/h i 130 km/h.
- Provesti simulacije rada motora u razmatranim radnim točkama s i bez isključivanja cilindara te usporediti značajke rada motora u pogledu potrošnje goriva i efikasnosti motora.
- Iznijeti zaključke o ostvarenim simulacijskim rezultatima i njihovoj usporedbi.

Pri izradi se treba pridržavati uobičajenih pravila za izradu završnoga rada. U radu navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

Rok predaje rada:

Predviđeni datumi obrane:

30. studenog 2017.

1. rok: 23. veljače 2018.

1. rok: 26.2. - 2.3. 2018.

2. rok (izvanredni): 28. lipnja 2018.

2. rok (izvanredni): 2.7. 2018.

3. rok: 21. rujna 2018.

3. rok: 24.9. - 28.9. 2018.

Zadatak zadao:

Predsjednik Povjerenstva:

M. Sjerić

Bo

Doc. dr. sc. Momir Sjerić

Prof. dr. sc. Igor Balen

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	II
POPIS TABLICA.....	III
POPIS OZNAKA	IV
KRATICE.....	VI
SAŽETAK.....	VII
SUMMARY	VIII
1. UVOD.....	1
1.1. Teorija isključivanja cilindra Ottovih motora	1
2. KONSTRUKCIJSKE IZVEDBE ISKLJUČIVANJA CILINDARA	4
2.1. Isključenje pomoću pomičnih poluklackalica	4
2.2. Isključenje pomičnim brijegom bregastog vratila.....	5
2.3. Isključenje pomoću <i>UniAir</i> sustava	7
3. TRENJE U MOTORU.....	8
3.1. Model trenja prema [5]	9
3.1.1. Efektivni tlak trenja koljenastog vratila	10
3.1.2. Efektivni tlak trenja sklopa klipa	10
3.1.3. Efektivni tlak trenja razvodnog mehanizma	11
3.1.4. Efektivni tlak trenja pomoćnih uređaja	12
3.2. Prilagodba modela trenja za rad s isključenim cilindrima	12
3.3. Modeliranje trenja u motoru	13
4. SIMULACIJSKI MODEL MOTORA U AVL BOOST™	16
4.1. Određivanje radnih točaka	16
4.1.1. Otpor kotrljanja	17
4.1.2. Otpor zraka.....	18
4.1.3. Srednji efektivni tlak potreban za svladavanje otpora vožnje.....	18
4.2. Opis simulacijskog modela	21
5. REZULTATI SIMULACIJA I USPOREDBA VRIJEDNOSTI.....	25
5.1. Indikatorski dijagram	25
5.2. Specifična efektivna potrošnja goriva.....	26
5.3. Emisije štetnih plinova.....	27
5.3.1. Vršna temperatura izgaranja	27
5.3.2. Emisija ugljikovog monoksida	28
5.3.3. Emisija neizgorjelih ugljikovodika	30
5.3.4. Emisija dušikovih oksida	31
5.4. Volumna potrošnja goriva na 100 km.....	32
6. ZAKLJUČAK.....	36
LITERATURA.....	37
PRILOZI.....	38

POPIS SLIKA

Slika 1.	Indikatorski dijagram Ottovog motora kod punog opterećenja (100 %) i u praznom hodu (0 %) [2]	3
Slika 2.	Sustav pomičnih poluklackalica (cilindri su uključeni) [3].....	4
Slika 3.	Sustav pomičnih poluklackalica (cilindri su isključeni) [3].....	5
Slika 4.	Dvostupanjski sustav s pomičnim brijegom bregastog vratila [1]	6
Slika 5.	Trostupanjski sustav s pomičnim brijegom bregastog vratila [3]	6
Slika 6.	<i>UniAir</i> sustav [3]	7
Slika 7.	Stribeckova krivulja [3].....	8
Slika 8.	Ukupni tlak trenja motora bez i s isključenjem cilindara	15
Slika 9.	<i>Porsche Panamera Turbo</i> [8].....	16
Slika 10.	Pilasti dijagram [7]	19
Slika 11.	Prikaz radnih točaka	21
Slika 12.	Shema modela u programu AVL BOOST™	22
Slika 13.	Usporedba deklarirane i simulacijske vrijednosti efektivne snage motora	24
Slika 14.	Usporedba deklarirane i simulacijske vrijednosti efektivnog momenta motora ...	24
Slika 15.	Indikatorski dijagram jednog radnog cilindra	25
Slika 16.	Promjena vršne temperature radnih cilindara za brzinu vožnje od 50 km/h	27
Slika 17.	Promjena vršne temperature radnih cilindara za brzinu vožnje od 80 km/h	28
Slika 18.	Promjena vršne temperature radnih cilindara za brzinu vožnje od 130 km/h	28
Slika 19.	Volumna potrošnja goriva na 100 km za brzinu vožnje od 50 km/h	33
Slika 20.	Volumna potrošnja goriva na 100 km za brzinu vožnje od 80 km/h	34
Slika 21.	Volumna potrošnja goriva na 100 km za brzinu vožnje od 130 km/h	34

POPIS TABLICA

Tablica 1. Konfiguracija razvodnih mehanizama [6]	11
Tablica 2. Vrijednosti konstanti C_{ff} , C_{rf} , C_{oh} i C_{om} [6]	12
Tablica 3. Podaci o motoru potrebni za modeliranje trenja [7]	13
Tablica 4. Tlakovi pred nabijanja	14
Tablica 5. Podaci za proračun otpora vožnje [7]	17
Tablica 6. Sila otpora zraka	18
Tablica 7. Potrebna efektivna snaga motora za gibanje vozila po horizontalnoj podlozi	19
Tablica 8. Brzine vrtnje očitane iz pilastog dijagrama	19
Tablica 9. Radne točke za brzinu vožnje od 50 km/h	20
Tablica 10. Radne točke za brzinu vožnje od 80 km/h	20
Tablica 11. Radne točke za brzinu vožnje od 130 km/h	21
Tablica 12. Glavni podaci motora [7]	22
Tablica 13. Specifična efektivna potrošnja goriva pri brzini vožnje od 50 km/h	26
Tablica 14. Specifična efektivna potrošnja goriva pri brzini vožnje od 80 km/h	26
Tablica 15. Specifična efektivna potrošnja goriva pri brzini vožnje od 130 km/h	26
Tablica 16. Emisija CO pri brzini vožnje od 50 km/h	29
Tablica 17. Emisija CO pri brzini vožnje od 80 km/h	29
Tablica 18. Emisija CO pri brzini vožnje od 130 km/h	29
Tablica 19. Emisija HC pri brzini vožnje od 50 km/h	30
Tablica 20. Emisija HC pri brzini vožnje od 80 km/h	30
Tablica 21. Emisija HC pri brzini vožnje od 130 km/h	30
Tablica 22. Emisija NO _x pri brzini vožnje od 50 km/h	31
Tablica 23. Emisija NO _x pri brzini vožnje od 80 km/h	31
Tablica 24. Emisija NO _x pri brzini vožnje od 130 km/h	32

POPIS OZNAKA

Latinične oznake

Oznaka	Jedinica	Opis
A	m^2	Čeona površina vozila
$afmep$	kPa	Efektivni tlak trenja pomoćnih uređaja
B	mm	Promjer cilindra
C_{ff}	kPa mm	Konstanta ovisna o razvodnom mehanizmu
C_{oh}	$(kPa \text{ mm min/okr})^{0,5}$	Konstanta ovisna o razvodnom mehanizmu
C_{om}	kPa	Konstanta ovisna o razvodnom mehanizmu
C_{rf}	kPa mm min/okr	Konstanta ovisna o razvodnom mehanizmu
c_w	-	Faktor otpora zraka
$cfmep$	kPa	Efektivni tlak trenja koljenastog vratila
D_b	mm	Promjer glavnih ležaja koljenastog vratila
D_{cb}	mm	Promjer velikog ležaja klipnjače
F_k	N	Sila otpora kotrljanja
F_z	N	Sila otpora zraka
f_k	-	Faktor otpora kotrljanja
$fmep$	kPa	Ukupni efektivni tlak trenja motora
$fmep'$	kPa	Ukupni efektivni tlak trenja motora za rad s isključenim cilindrima
G_{100}	l/100 km	Volumna potrošnja goriva na 100 km
g	m/s^2	Ubrzanje gravitacije
g_e	g/kWh	Specifična efektivna potrošnja goriva
H_d	MJ/kg	Donja ogrjevna vrijednost goriva
L_b	mm	Duljina glavnih ležaja koljenastog vratila
L_{cb}	mm	Duljina velikog ležaja klipnjače
L_v	mm	Najveći podizaj ventila
M_e	Nm	Efektivni moment
m_{Gh}	kg/h	Masena potrošnja goriva po satu
m_t	kg	Masa tereta
m_v	kg	Masa praznog vozila
N	min^{-1}	Brzina vrtnje motora
n_b	-	Broj glavnih ležaja koljenastog vratila
n_c	-	Broj cilindara
n_{cb}	-	Broj velikih ležaja klipnjače
n_{cam}	-	Ukupan broj ležaja bregastog vratila

n_v	-	Ukupan broj ventila
P_e	kW	Efektivna snaga
P_i	kW	Indicirana snaga
P_m	kW	Snaga mehaničkih gubitaka
p_e	bar	Srednji efektivni tlak
p_i	bar	Srednji indicirani tlak
p_m	bar	Srednji tlak mehaničkih gubitaka
p_a	kPa	Atmosferski tlak
p_i	kPa	Apsolutni tlak u usisnoj cijevi
$rfmep$	kPa	Efektivni tlak trenja sklopa klipa
$rfmep'$	kPa	Efektivni tlak trenja sklopa klipa za rad s isključenim cilindrima
Q_1	J	Dovedena toplina
Q_2	J	Odvedena toplina
S	mm	Hod klipa
S_p	m/s	Srednja brzina gibanja klipa
T	-	Broj taktova motora
T	K	Temperatura
V_H	m ³	Radni volumen
V_{Gh}	l/h	Volumna potrošnja goriva na sat
v	km/h	Brzina vozila
$vfmep$	kPa	Efektivni tlak trenja razvodnog mehanizma
$vfmep'$	kPa	Efektivni tlak trenja razvodnog mehanizma za rad s isključenim cilindrima
W_e	J	Efektivni rad
W_i	J	Indicirani rad
W_t	J	Mehanički rad

Grčke oznake

Oznaka	Jedinica	Opis
α	°	Kut uspona podloge
ε	-	Kompresijski omjer
η_e	-	Efektivni stupanj djelovanja
η_i	-	Indicirani stupanj djelovanja
η_m	-	Mehanički stupanj djelovanja
η_t	-	Termički stupanj djelovanja
μ_{sc}	-	Faktor skaliranja viskoznosti
ν	m ² /s	Kinematička viskoznost ulja
ρ_G	kg/dm ³	Gustoća benzinskog goriva
ρ_z	kg/m ³	Gustoća zraka

KRATICE

<i>afmep</i>	Efektivni tlak trenja pomoćnih uređaja (eng. <i>auxiliary friction mean effective pressure</i>)
BV	Bregasto vratilo
CO	Ugljikov monoksid (eng. carbon oxide)
CIB	Bregasto vratilo u bloku motora (eng. cam in block)
DOHC	Dva bregasta vratila u glavi motora (eng. <i>dual overhead cam</i>)
<i>cfmep</i>	Efektivni tlak trenja koljenastog vratila (eng. <i>crankshaft friction mean effective pressure</i>)
<i>f_{mep}</i>	Ukupni efektivni tlak trenja (eng. <i>friction mean effective pressure</i>)
HC	Ugljikovodik (eng. hydrocarbon)
KV	Koljenasto vratilo
NO _x	Dušikovi oksidi (eng. <i>nitrogen oxide</i>)
OHC	Bregasto vratilo u glavi motora (eng. <i>overhead cam</i>)
<i>rfmep</i>	Efektivni tlak trenja sklopa klipa (eng. <i>reciprocating friction mean effective pressure</i>)
SOHC	Jedno bregasto vratilo u glavi motora (eng. <i>single overhead cam</i>)
<i>vf_{mep}</i>	Efektivni tlak trenja razvodnog mehanizma (eng. <i>valvetrain friction mean effective pressure</i>)

SAŽETAK

Svi proizvođači motora s unutarnjim izgaranjem nastoje povećati stupanj djelovanja motora i time smanjiti potrošnju goriva. Jedno od rješenja je sustav isključivanja cilindara. Pri niskom opterećenju i nižim brzinama vrtnje motora se isključuje određeni broj cilindara i time postižu povoljniji režimi rada dok su pri većim opterećenjima i većim brzinama vrtnje svi cilindri uključeni što znači da još uvijek raspolažemo s dovoljno snažnim motorom.

Isključivanjem cilindara se radni cilindri dovode u područje većeg opterećenja (većeg indiciranog rada) i niže specifične indicirane potrošnje goriva. Pored većeg indiciranog rada, dolazi i do smanjenja ukupnog trenja motora.

U ovom radu prikazani su rezultati simulacija provedenih na Ottovom motoru bez i s isključivanjem cilindara. Računalne simulacije provedene su u programskom paketu AVL BOOST™ verzija 2013.2. Radne točke motora su odabrane tako da one odgovaraju brzini kretanja vozila konstantnom brzinom horizontalnim putem od 50 km/h, 80km/h i 130 km/h. Na kraju su prikazani i objašnjeni simulacijski rezultati u pogledu potrošnje goriva i utjecaja na emisiju štetnih plinova.

Ključne riječi: isključivanje cilindara, računalne simulacije, AVL BOOST™, potrošnja goriva

SUMMARY

All manufacturers of internal combustion engines are attempting to increase engine performance and thereby reduce fuel consumption. One of the solutions is the cylinder deactivation system. At low loads and lower engine speeds a certain number of cylinders is deactivated, thus achieving more favorable operating modes while at higher loads and higher engine speeds all cylinders are active, which means we still have a sufficiently powerful engine.

By deactivating cylinders, the working cylinders are at a higher load (greater indicated work) and lower specific fuel consumption. In addition to a greater indicated work, there is also a reduction in overall engine friction.

This paper presents the results of simulations carried out on a Otto engine without and with cylinder deactivation. Computer simulations were conducted in the AVL BOOST™ version 2013.2 software package. The engine's operating points were selected to match the speed of a vehicle driving on a horizontal road at constant speed of 50 km / h, 80 km / h and 130 km / h. Finally, the simulation results of the fuel consumption and the emission of exhaust gases were presented and explained.

Key words: cylinder deactivation, computer simulations, AVL BOOST™, fuel consumption

1. UVOD

Jedan od načina na koji proizvođači motora s unutarnjim izgaranjem mogu smanjiti potrošnju goriva jest smanjiti veličinu, odnosno radni volumen motora koje imaju u svojoj ponudi. Volumen cilindra može se smanjiti samo u određenoj mjeri, ako se želi zadržati termodinamički idealni volumenski kapacitet od 400 do 500 cm³ po cilindru [1]. U praksi, smanjenje volumena cilindra stoga često dovodi do smanjenja broja cilindra. "Privremeno smanjenje" u obliku isključivanja cilindra nudi prihvatljiv kompromis, jer to omogućuje Ottovom motoru da radi u povoljnijim režimima rada kako bi se postigla što manja potrošnja goriva, posebno pri niskom opterećenju i manjim brzinama vrtnje motora. Istodobno, vozač i dalje raspolaže s dovoljno snažnim motorom koji osigurava istu razinu užitka u vožnji i udobnost s obzirom na akustiku i vibracije. Važan preduvjet za uspjeh tehnologije isključivanja cilindra i korištenje u različitim Ottovim motorima je da se može integrirati u postojeće konstrukcije motora uz njihove minimalne modifikacije i uz prihvatljive troškove proizvodnje i održavanja.

1.1. Teorija isključivanja cilindra Ottovih motora

Termodinamički kružni procesi (idealni procesi) odvijaju se između ogrjevnog i rashladnog spremnika. Pritom se iz ogrjevnog spremnika u proces dovodi toplota Q_1 , a odvede se toplota Q_2 i mehanički rad W_t koji je jednak razlici ovih dviju toplina. Stupanj djelovanja idealnog procesa naziva se termičkim stupnjem djelovanja η_t i jednak je omjeru odvedenog rada i dovedene topline [2]:

$$\eta_t = \frac{W_t}{Q_1}. \quad (1)$$

U termodinamici motora ovakav se prikaz primjenjuje samo kod idealnih procesa koji su zatvoreni. Međutim, kod stvarnih motora se postupa drugačije. Stupanj korisnog djelovanja stvarnog procesa u cilindru je indicirani stupanj djelovanja η_i koji je jednak omjeru indiciranog rada i dovedene topline:

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_1}. \quad (2)$$

Ukupna se korisnost motora izražava na sukladan način efektivnim stupnjem djelovanja η_e koji se dobiva kao omjer odvedenog efektivnog rada W_e i gorivom dovedene topline Q_1 :

$$\eta_e = \frac{W_e}{Q_1}. \quad (3)$$

Veličina mehaničkih gubitaka u motoru iskazuje se mehaničkim stupnjem djelovanja η_m , kao omjer efektivnog rada na spojci i indiciranog rada u cilindru, odnosno omjer odgovarajućih srednjih tlakova ili snaga:

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} = \frac{p_e}{p_i} = \frac{P_e}{P_i}. \quad (4)$$

Dakle, pojam indicirani se odnosi na veličine vezane uz proces u cilindru motora. Pojam mehanički se odnosi na mehaničke gubitke u motoru a pojam efektivni na veličine vezane uz izlaz snage na spojci motora [2].

Ukupan efektivni stupanj djelovanja može se prikazati kao umnožak parcijalnih stupnjeva djelovanja:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m. \quad (5)$$

Dobar pokazatelj korisnosti motora je i specifična efektivna potrošnja goriva koju ćemo dobiti preko sljedećeg izraza:

$$g_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot H_d}, \quad (6)$$

gdje je:

g_e – specifična efektivna potrošnja goriva, [g/kWh];

H_d – donja ogrjevna vrijednost goriva, [MJ/kg].

Od indicirane snage P_i najprije se namiruje snaga za pokrivanje mehaničkih gubitaka P_m koja uključuje trenje u motoru i rad za pogon pomoćnih uređaja neophodnih za rad motora. Preostala snaga odvodi se na koljenastom vratilu motora, preciznije na spojci, a naziva se efektivnom snagom P_e . Prema tome, može se zapisati njihova međusobna veza:

$$P_i = P_e + P_m. \quad (7)$$

Ista veza vrijedi i za pripadajuće srednje tlakove procesa:

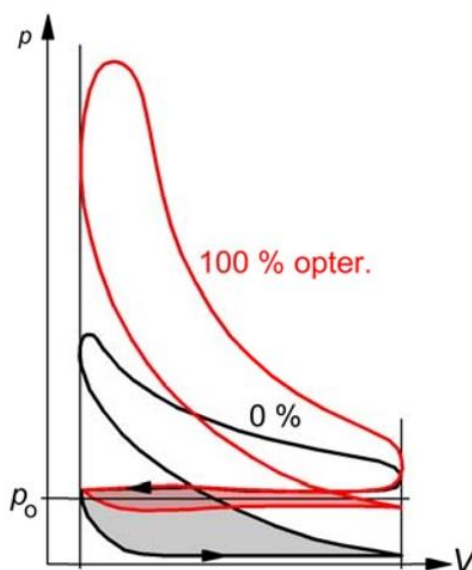
$$p_i = p_e + p_m. \quad (8)$$

U izrazu (8) se može vidjeti da smanjenje mehaničkih gubitaka pomoću isključivanja cilindra pridonosi povećanju efektivnog tlaka, a time i povećanju efektivnog stupnja djelovanja motora.

Pri vožnji konstantnom brzinom kretanja vozila potrebna efektivna snaga motora ostaje konstanta. To znači da i srednji efektivni tlak motora ostaje stalan jer je proporcionalan efektivnoj snazi motora.

Isključivanjem cilindara, srednji efektivni tlak radnih cilindara mora se povećavati kako bi se nadoknadio srednji efektivni tlak isključenih (gonjenih) cilindara koji je negativan te osigurao stalan iznos srednje efektivne snage motora. Kao rezultat toga, očekuje se da će se porastom efektivnog tlaka u radnim cilindrima povećati i efektivni stupanj djelovanja radnih cilindara, što znači da će se smanjiti specifična efektivna potrošnja goriva, a očekuje se i smanjenje emisija štetnih plinova.

Promjena snage Otto motora vrši se prigušivanjem usisa (pomoću zaklopke u usisnoj cijevi), s povećanjem prigušivanja usisa smanjuje se količina svježeg punjenja koje ulazi u cilindar. Zbog toga pada tlak u usisnoj cijevi iza zaklopke i u cilindru. Kod Ottovog motora zbog prigušivanja raste negativni rad izmjene radne tvari, negativni rad izmjene radne tvari prikazan je osjenčanom površinom u indikatorskom dijagramu (Slika 1.).



Slika 1. Indikatorski dijagram Ottovog motora kod punog opterećenja (100 %) i u praznom hodu (0 %) [2]

Kako se isključivanjem cilindara, radni cilindri dovode u područje većeg opterećenja, negativni rad izmjene radnog medija se smanjuje (osjenčana površina u indikatorskom dijagramu se smanjuje) te nam indicirani rad raste, a time i stupanj djelovanja motora.

2. KONSTRUKCIJSKE IZVEDBE ISKLJUČIVANJA CILINDARA

Kako nije praktično isključiti pokretne dijelove koljenastog vratila tijekom isključivanja cilindra, isključuju se samo ventili pojedinih cilindara.

Sljedeća konstrukcijska rješenja su dostupna u svrhu isključivanja cilindara:

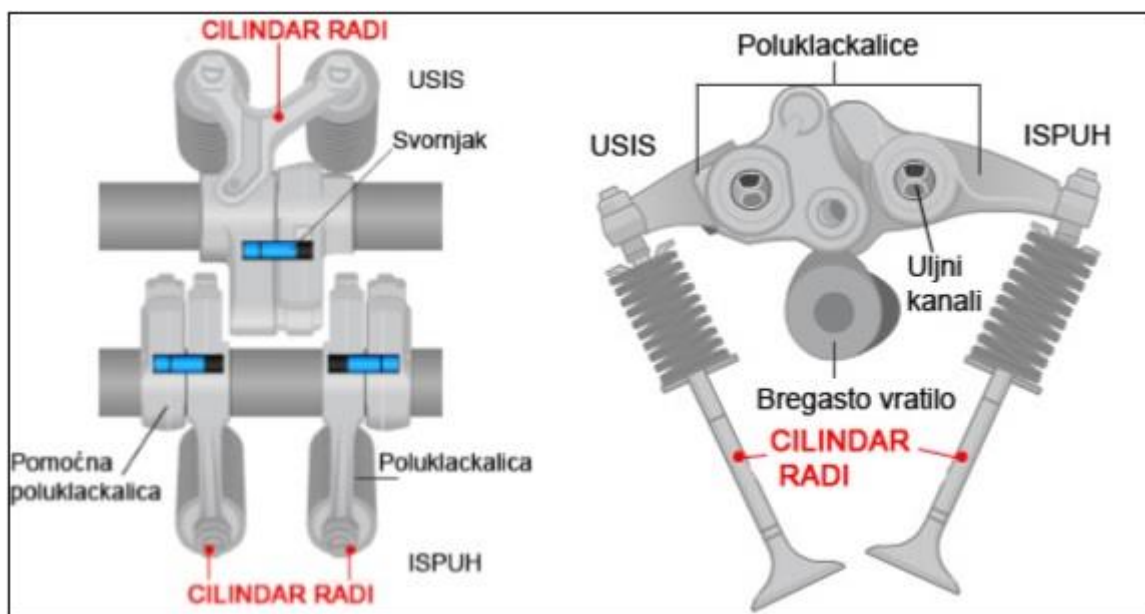
1. isključenje pomoću pomičnih poluklackalica,
2. isključenje pomičnim brijegom bregastog vratila,
3. isključenje pomoću *UniAir* sustava.

Većina pomičnih elemenata se aktivira ili isključuje tlakom ulja, koji se regulira pomoću preklopnog ventila. Tako izvedena konstrukcija zahtijeva ugradnju dodatnog kruga ulja, pri čemu se posebna pažnja mora posvetiti osiguravanju ispravnog položaja i geometrije uljnih kanala kako bi se stvorio hidraulički robustan sustav, bez prisutnosti zraka, kao i prigušenja ili ograničenja.

2.1. Isključenje pomoću pomičnih poluklackalica

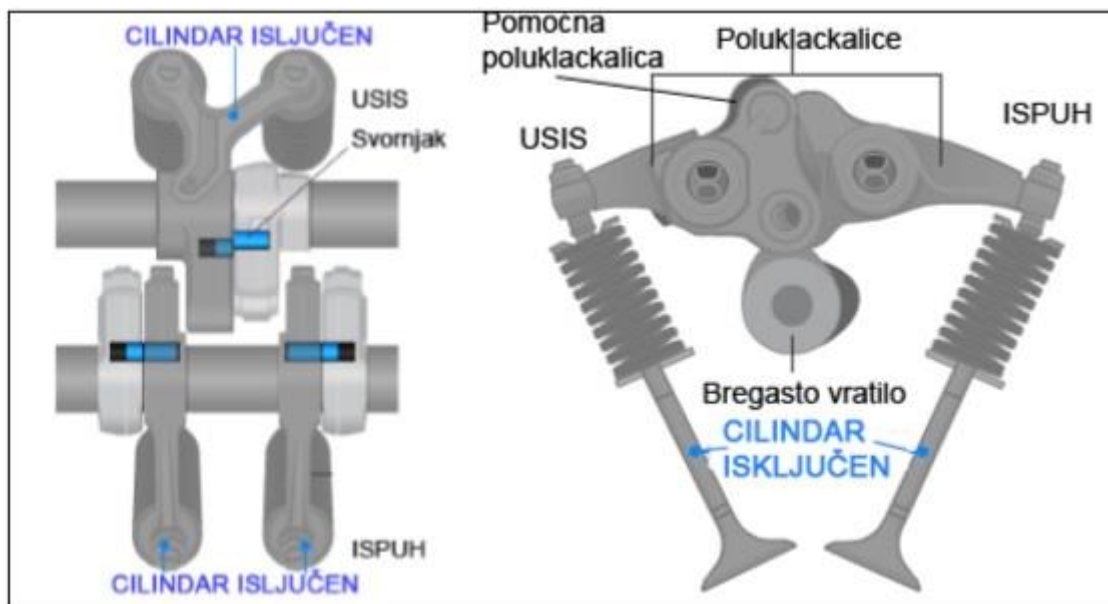
Razvodni mehanizam se sastoji od jednog bregastog vratila koje djeluje samo preko pomoćnih poluklackalica. Osovine poluklackalica su šuplje i kroz njih prolaze uljni kanali. Kad cilindri rade, pritisak ulja u uljnim kanalima drži svornjak u položaju u kojem se zajedno podižu pomoćna i glavna poluklacklica, a time i ventili.

Na Slici 2. vidi se prikaz sustava za isključivanje kada je cilindar aktivan.



Slika 2. Sustav pomičnih poluklackalica (cilindri su uključeni) [3]

Isključivanje cilindara vrši se tako da se tlak ulja smanji i osigura da se svornjak nađe u položaju dva (Slika 3.), te tako osigura slobodno gibanje pomoćne poluklackalice, dok glavne poluklackalice miruju, te ventili ostaju zatvoreni.

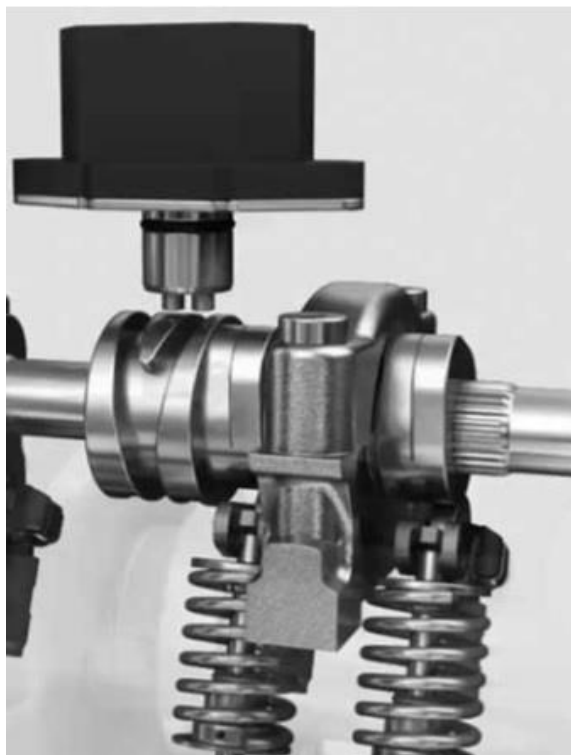


Slika 3. Sustav pomičnih poluklackalica (cilindri su isključeni) [3]

2.2. Isključenje pomičnim brijegom bregastog vratila

Isključivanje cilindara se vrši djelovanjem električnih aktuatora koji uz pomoć posebno konstruiranih kliznih utora pomaknu profil brijega bregastog vratila, te on više ne djeluje na poluklackalicu, i ventili ostaju zatvoreni. Razvodni sustav sastoji se od dva bregasta vratila, jedno za upravljanje usisnim ventilima, a drugo ispušnim ventilima. Kada je sustav pomicanja brijega bregastog vratila konstruiran tako da se svi usisni i ispušni ventili mogu isključiti, moguće je isključiti bilo koji željeni broj cilindara.

Sustav isključenja pomičnim brijegom bregastog vratila prikazan je na Slici 4.



Slika 4. Dvostupanjski sustav s pomičnim brijegom bregastog vratila [1]

Sustav pomicanja brijega bregastog vratila za isključenje cilindra može se poboljšati ako se na postojeći dvostupanjski sustav doda treći stupanj za isključenje cilindra (vidi Sliku 5). Istraživanja koja je provela tvrtka Schaeffler [1] pokazuju da trostupanjski sustav može ponuditi značajno smanjenje potrošnje goriva u usporedbi s dvostupanjskim sustavom prvi većim opterećenjima motora.



Slika 5. Trostupanjski sustav s pomičnim brijegom bregastog vratila [3]

2.3. Isključenje pomoću *UniAir* sustava

UniAir ne samo da regulira kretanje ventila u potpuno varijabilnom načinu, već također može potpuno isključiti bilo koji cilindar (Slika 6). Isključivanje se postiže uključivanjem ugrađenih ventila sustava po potrebi. Trenutno, *UniAir* može aktivirati oba ventila istovremeno. Kao rezultat, oba usisna ventila uvijek su zatvorena pri isključenju cilindra. Kada se *UniAir* koristi samo na usisnoj strani, dodatni pomični elementi moraju se postaviti u odgovarajuće položaje na ispušnoj strani (potpuno varijabilni mehanički sustav). Prednost ovog sustava isključenja jest što omogućuje isključenje bilo kojeg broja cilindara bez potrebe za dodatnim konstrukcijskim rješenjima.

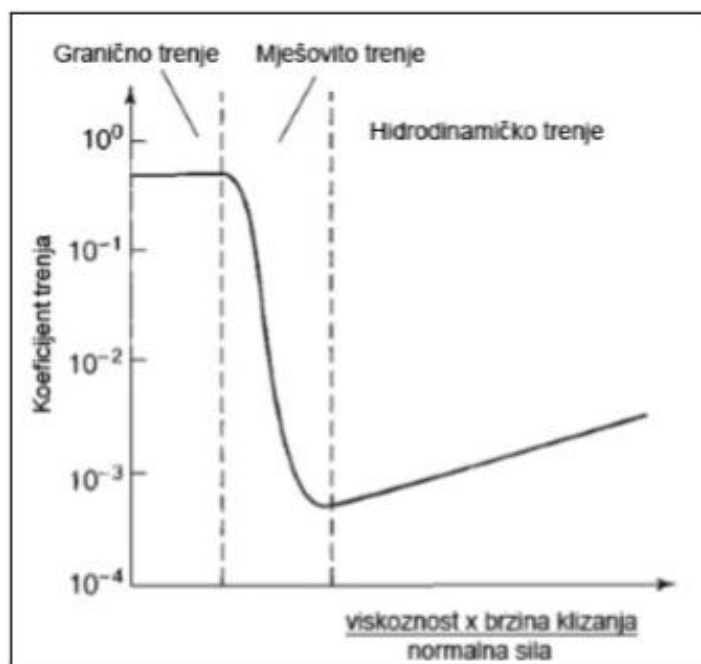


Slika 6. *UniAir* sustav [3]

3. TRENJE U MOTORU

Proces trenja u motorima s unutarnjim izgaranjem javlja se kao posljedica dodira pokretnih dijelova te hidrodinamičkog naprezanja u uljnim filmovima. Gubici zbog trenja značajno utječu na iznos proizvedene snage u motorima s unutarnjim izgaranjem te je smanjenje trenja jedan od glavnih čimbenika na koji se obraća pažnja pri konstrukciji i radu motora. Motori se podmazuju da bi se smanjilo trenje. Energija nastala trenjem se kao toplina odvodi sustavom hlađenja motora.

Slika 7. prikazuje Stribeckovu krivulju koja nam pokazuje da je najpovoljnije kada pomični dijelovi motora rade u hidrodinamičkom režimu trenja gdje je trenje najmanje i najmanje trošenje dijelova.



Slika 7. Stribeckova krivulja [3]

Gubici trenja ovise o pogonskim parametrima (o opterećenju motora, o temperaturi motora, o temperaturi maziva itd.) i o konstrukcijskim parametrima (o broju cilindara, o broju ležajeva, osovina i vratila u motoru, o broju i obliku klipnih karika, o obliku plašta klipa itd.).

Trenje u motorima s unutarnjim izgaranjem može se podijeliti u tri glavne skupine [4]:

- **trenje u mehanizmu motora** – trenje uzrokovano pokretnim dijelovima motora (klip, karike, uležištenje osovinice klipa, leteći ležajevi, glavni ležajevi, ventilski mehanizam),

- **aerodinamički i hidraulički gubici** (pumpanje donje strane klipa, gubici ventilacije, gubici udaranja u ulje),
- **pogon pomoćnih uređaja** (pumpa za ubrizgavanje goriva, pumpa za ulje, pumpa za vodu, ventilator za hlađenje, električni generator).

Ukupni efektivni tlak trenja f_{mep} (eng. *friction mean effective pressure*), može se izraziti kao zbroj srednjih efektivnih tlakova pojedinih komponenti trenja motora, a računa se prema sljedećem izrazu:

$$f_{mep} = c_{f_{mep}} + r_{f_{mep}} + v_{f_{mep}} + a_{f_{mep}}. \quad (9)$$

gdje je:

$c_{f_{mep}}$ – (eng. *crankshaft friction mean effective pressure*) efektivni tlak trenja koljenastog vratila, [kPa];

$r_{f_{mep}}$ – (eng. *reciprocating friction mean effective pressure*) efektivni tlak trenja sklopa klipa, [kPa];

$v_{f_{mep}}$ – (eng. *valvetrain friction mean effective pressure*) efektivni tlak trenja razvodnog mehanizma, [kPa];

$a_{f_{mep}}$ – (eng. *auxiliary friction mean effective pressure*) efektivni tlak trenja pomoćnih uređaja, [kPa].

3.1. Model trenja prema [5]

Ovaj model trenja bazira se na modelu Patton et al. (1989). Usporedbom Patton – ovog modela s današnjim podacima trenja motora, određene su promjene koje je bilo potrebno napraviti u modelu da bi vrijednosti bolje prikazivale trenje u današnjim motorima. Tehnologije obrade i proizvodnje su napredovale što kao rezultat pokazuje manje ukupne mehaničke gubitke trenja u motoru. U model je uvedeno i skaliranje izraza prema promjeni viskoznosti ulja u ovisnosti o temperaturi. Skaliranje viskoznosti ulja bilo je nužno uvesti u model kako bi se omogućilo opisivanje trenja prilikom nezagrijanog motora, ili ako se želi vidjeti utjecaj promjene gradacije ulja.

Uvedeni faktor skaliranja viskoznosti ulja računa se prema sljedećem izrazu:

$$\mu_{sc} = \sqrt{\frac{\nu(T)}{\nu_0(T_0)}}. \quad (10)$$

gdje je:

$\nu(T)$ – kinematička viskoznost promatranog ulja pri temperaturi T , [m²/s];

$\nu_0(T_0)$ – referentna kinematička viskoznost ulja pri temperaturi 90 °C.

3.1.1. Efektivni tlak trenja koljenastog vratila

Efektivni tlak trenja koljenastog vratila se računa prema sljedećem izrazu:

$$cfmep = 1,22 \cdot 10^5 \left(\frac{D_b}{B^2 S n_c} \right) + 3,03 \cdot 10^{-4} \mu_{sc} \left(\frac{N D_b^3 L_b n_b}{B^2 S n_c} \right) + 1,35 \cdot 10^{-10} \left(\frac{D_b^2 N^2 n_b}{n_c} \right), \quad (11)$$

gdje je:

D_b – promjer glavnih ležaja KV, [mm];

B – promjer cilindra, [mm];

S – hod klipa, [mm];

n_c – broj cilindara, [-];

μ_{sc} – faktor skaliranja viskoznosti ulja, [-];

N – brzina vrtnje motora, [min⁻¹];

L_b – duljina glavnih ležaja KV, [mm];

n_b – broj glavnih ležaja KV, [-].

Prvi član u izrazu (11) odnosi se na trenje brtvi glavnih ležaja koljenastog vratila, drugi član odnosi se na hidrodinamičko trenje glavnih ležaja, a treći član odnosi se na gubitke zbog strujanja ulja kroz ležaje.

3.1.2. Efektivni tlak trenja sklopa klipa

Efektivni tlak trenja sklopa klipa se računa prema sljedećem izrazu:

$$rfmep = 2,94 \cdot 10^2 \mu_{sc} \left(\frac{S_p}{B} \right) + 4,06 \cdot 10^4 \left(1 + \frac{500}{N} \right) \left(\frac{1}{B^2} \right) + 3,03 \cdot 10^{-4} \mu_{sc} \left(\frac{N D_{cb}^3 L_{cb} n_{cb}}{B^2 S n_c} \right) + 6,89 \frac{p_i}{p_a} [0,088 \cdot \mu_{sc} \varepsilon + 0,182 \varepsilon^{(1,33-0,0238 S_p)}], \quad (12)$$

gdje je:

S_p – srednja brzina gibanja klipa, [m/s];

D_{cb} – promjer velikog ležaja klipnjače, [mm];

L_{cb} – duljina velikog ležaja klipnjače, [mm];

n_{cb} – broj velikih ležaja klipnjače, [-];

p_i – tlak u usisnoj cijevi, [kPa];

p_a – atmosferski tlak, [kPa];

ε – kompresijski omjer, [-].

Prvi član u izrazu (12) odnosi se na hidrodinamičko trenje klipa, drugi član odnosi se na karike klipa uz pretpostavku mješovitog trenja, treći član odnosi se na hidrodinamičko trenje velikih ležaja klipnjače, četvrti član odnosi se na trenje karika klipova uslijed kompresije plinova.

3.1.3. Efektivni tlak trenja razvodnog mehanizma

Efektivni tlak trenja razvodnog mehanizma se računa prema sljedećem izrazu:

$$vfmep = 244\mu_{sc} \frac{Nn_{cam}}{B^2Sn_c} + C_{ff} \left(1 + \frac{500}{N}\right) \frac{n_v}{Sn_c} + C_{rf} \left(\frac{Nn_v}{Sn_c}\right) + C_{oh}\mu_{sc} \left(\frac{L_v^{1,5} N^{0,5} n_v}{BSn_c}\right) + C_{om} \left(1 + \frac{500}{N}\right) \frac{L_v n_v}{Sn_c} + 4,12, \quad (13)$$

gdje je:

n_{cam} – ukupan broj ležaja bregastog vratila, [-];

n_v – ukupan broj ventila, [-];

L_v – najveći podizaj ventila, [mm];

C_{ff} – konstanta ovisna o razvodnom mehanizmu, [vidi Tablica 2.];

C_{rf} – konstanta ovisna o razvodnom mehanizmu, [vidi Tablica 2.];

C_{oh} – konstanta ovisna o razvodnom mehanizmu, [vidi Tablica 2.];

C_{om} – konstanta ovisna o razvodnom mehanizmu, [vidi Tablica 2.].

Prvi član u izrazu (13) odnosi se na hidrodinamičko trenje ležaja bregastog vratila, drugi član odnosi se na mješovito trenje poluklackalica, treći član odnosi se na trenje kotrljanja poluklackalica s kotačićem, pri izračunu u obzir se uzima drugi ili treći član ovisno o razvodnom mehanizmu, četvrti član određuje trenje uzrokovano relativnim gibanjem dijelova razvodnog mehanizma koji se nalaze u stanju potpunog ili djelomičnog hidrodinamičkog podmazivanja, peti član predstavlja oscilirajuće mješovito trenje.

Tablica 1. prikazuje popis različitih konfiguracija razvodnih mehanizama.

Tablica 1. Konfiguracija razvodnih mehanizama [6]

Tip I	OHC (eng. <i>Overhead cam</i> ; BV u glavi motora)	ravni podizač
Tip II	OHC (eng. <i>Overhead cam</i> ; BV u glavi motora)	poluklackalica
Tip III	OHC (eng. <i>Overhead cam</i> ; BV u glavi motora)	klackalica
Tip IV	CIB (eng. <i>Cam in block</i> ; BV u bloku motora)	klackalica

Tablica 2. prikazuje vrijednosti za konstante C_{ff} , C_{rf} , C_{oh} i C_{om} .

Tablica 2. Vrijednosti konstanti C_{ff} , C_{rf} , C_{oh} i C_{om} [6]

Konfiguracija	Tip	C_{ff} [kPa mm]	C_{rf} [kPa mm min/okr]	C_{oh} [(kPa mm min/okr) ^{0,5}]	C_{om} [kPa]
SOHC	I	200	0,0076	0,5	10,7
DOHC	I	133	0,0050	0,5	10,7
SOHC	II	600	0,0227	0,2	42,8
SOHC	III	400	0,0151	0,5	21,4
CIB	IV	400	0,0151	0,5	32,1

3.1.4. Efektivni tlak trenja pomoćnih uređaja

Efektivni tlak trenja pomoćnih uređaja se računa prema sljedećem izrazu:

$$afmep = 6,23 + 5,22 \cdot 10^{-3}N - 1,79 \cdot 10^{-7}N^2. \quad (14)$$

Konstante su određene mjerenjem gubitaka skupine malih dizelskih motora velikih brzina.

3.2. Prilagodba modela trenja za rad s isključenim cilindrima

Proces isključivanja cilindara vrši se tako da se zatvore usisni i ispušni ventili u gonjenom cilindru te prekine dovod goriva. U gonjenom cilindru se komprimira/ekspandira samo zaostali radni medij. Pošto izrazi za srednji efektivni tlak trenja, prikazani u prethodnom podnaslovu, vrijede za cijeli motor, potrebno je navedene izraze skalirati za rad motora pri isključenju cilindara. U režimu rada s isključenjem cilindara, isključuje se polovica cilindara te je članove 2, 3, 4 i 5 u izrazu (13) potrebno pomnožiti s 0,5 jer ti članovi uzimaju u obzir broj radnih ventila, također je potrebno četvrti član u izrazu (12) pomnožiti s 0,5 jer će u polovici cilindara izostati kompresija plinova tijekom izgaranja.

Promjene u izrazima (13) i (12) prikazane su u sljedećim izrazima:

$$vfmep' = 244\mu_{sc} \frac{Nn_{cam}}{B^2Sn_c} + \left[C_{ff} \left(1 + \frac{500}{N} \right) \frac{n_v}{Sn_c} + C_{rf} \left(\frac{Nn_v}{Sn_c} \right) + C_{oh}\mu_{sc} \left(\frac{L_v^{1,5}N^{0,5}n_v}{BSn_c} \right) + C_{om} \left(1 + \frac{500}{N} \right) \frac{L_v n_v}{Sn_c} \right] \cdot 0,5 + 4,12, \quad (15)$$

$$rfmep' = 2,94 \cdot 10^2 \mu_{sc} \left(\frac{S_p}{B} \right) + 4,06 \cdot 10^4 \left(1 + \frac{500}{N} \right) \left(\frac{1}{B^2} \right) + 3,03 \cdot 10^{-4} \mu_{sc} \left(\frac{ND_{cb}^3 L_{cb} n_{cb}}{B^2 S n_c} \right) + 6,89 \frac{p_i}{p_a} [0,088 \cdot \mu_{sc} \varepsilon + 0,182 \varepsilon^{(1,33-0,0238 S_p)}] \cdot 0,5. \quad (16)$$

Uzimajući u obzir prethodne promjene, izraz za ukupni srednji efektivni tlak trenja pri isključenju cilindra jest:

$$fmep' = cfmep + rfmep' + vfmep' + afmep. \quad (17)$$

3.3. Modeliranje trenja u motoru

Za modeliranje trenja u motoru korišten je programski paket *MS Excel 2013*. Pri modeliranju korišteni su izrazi iz podnaslova 3.1. i 3.2. Promatrani motor je V8 *twin – turbo* koji se koristi u vozilima *Porsche Panamera turbo* (2017. -). Potrebni podaci prikazani su u Tablici 3.

Tablica 3. Podaci o motoru potrebni za modeliranje trenja [7]

Veličina	Simbol	Iznos	Mjerna jedinica
Promjer cilindra	B	86	mm
Hod klipa	S	86	mm
Broj cilindra	n_c	8	-
Brzina vrtnje	N	1000 - 6800	min^{-1}
Promjer glavnih ležaja KV	D_b	54	mm
Duljina glavnih ležaja KV	L_b	22	mm
Broj glavnih ležaja KV	n_b	8	-
Promjer velikog ležaja klipnjače	D_{cb}	50	mm
Duljina velikog ležaja klipnjače	L_{cb}	32	mm
Broj velikih ležaja klipnjače	n_{cb}	8	-
Kompresijski omjer	ε	10,1	-
Atmosferski tlak	p_a	101,3	kPa
Tlak u usisnoj cijevi	p_i	Vidi Tablicu 4.	kPa
Ukupan broj ležaja BV	n_{cam}	20	-
Ukupan broj ventila	n_v	32	-
Najveći podizaj ventila	L_v	10,55	mm

Faktor skaliranja viskoznosti ulja μ_{sc} bit će jednak jedinici jer će se ispitivati rad potpuno zagrijanog motora.

Razvodni mehanizam je DOHC, tip I, ravni podizači bez kotačića te se konstante C_{ff} , C_{rf} , C_{oh} i C_{om} mogu odabrati pomoću Tablice 2.

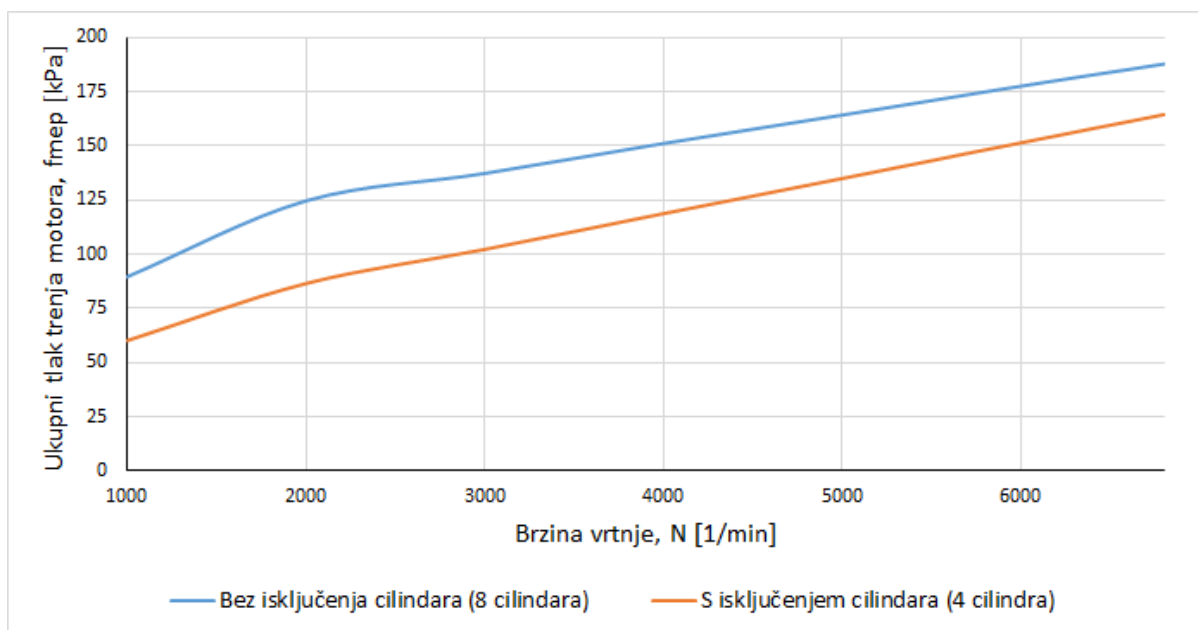
Sustav isključivanja cilindara koji koristi ovaj motor je sustav s pomičnim brijegom bregastog vratila, a opisan je i prikazan u poglavlju 2.2.

Budući da razmatrani motor ima prednabijanje, tlak u usisnoj cijevi jednak je tlaku prednabijanja, a tlakovi prednabijanja u ovisnosti o brzini vrtnje mogu se vidjeti u Tablici 4.

Tablica 4. Tlakovi pred nabijanja

Brzina vrtnje [min^{-1}]	Apsolutni tlak prednabijanja [kPa]
1000	115
2000	208
3000	211
4000	212
5000	203
6000	188
6800	167

Na Slici 8. prikazani su rezultati ukupnog tlaka trenja motora u *MS Excelu 2013* za rad bez i s isključenjem cilindra koji će se koristiti u daljnjem modelu u programskom paketu AVL BOOST™ verzija 2013.2.



Slika 8. Ukupni tlak trenja motora bez i s isključenjem cilindra

Sa Slike 8. možemo vidjeti da je ukupni tlak trenja motora s isključenom polovinom cilindra manji za 22,2% u odnosu na ukupni tlak trenja motora kod kojeg su svi cilindri uključeni.

4. SIMULACIJSKI MODEL MOTORA U AVL BOOST™

4.1. Određivanje radnih točaka

Za proračunski model odabrano je vozilo *Porsche Panamera Turbo* (2017. -) [Slika 9]. Promatrat će se radne točke koje odgovaraju brzinama kretanja vozila konstantnom brzinom horizontalnim putem od 50 km/h, 80 km/h i 130 km/h. U tu svrhu je potrebno izračunati otpore vožnje navedenog vozila.



Slika 9. *Porsche Panamera Turbo* [8]

Kretanju vozila odupiru se određeni otpori, koje pogon vozila mora savladati. Istovremeno, performanse vozila ograničene su karakteristikama prijanjanja kotača i podloge.

Otpori vožnje uključuju:

- otpor kotrljanja,
- otpor zraka,
- otpor uspona,
- otpor ubrzanja,
- ostali otpori (u zavoju, po mokroj podlozi...).

Pretpostavlja se kretanja vozila konstantnom brzinom horizontalnim putem bez protuvjetera pa se otpori uspona, ubrzanja i ostali otpori zanemaruju. Proračun otpora vožnje proveden u programskom paketu *MS Excel 2013*.

U Tablici 5. su navedeni podaci potrebni za proračun otpora vožnje navedenog vozila.

Tablica 5. Podaci za proračun otpora vožnje [7]

Veličina	Simbol	Iznos	Mjerna jedinica
Masa praznog vozila	m_v	1995	kg
Masa tereta (odabrano)	m_t	200	kg
Čeona površina vozila	A	2,38	m ²
Faktor otpora zraka	c_w	0,3	-
Faktor otpora kotrljanja [9]	f_k	0,013	-
Gustoća zraka [9]	ρ_z	1,204	kg/m ³
Mehanički stupanj korisnosti prijenosnika [9]	η_m	0,95	-
Volumen motora	$n_c \cdot V_H$	0,003996	m ³
Broj taktova	T	4	-

4.1.1. Otpor kotrljanja

Otpor kotrljanja posljedica je deformacije na mjestu dodira gume i podloge pri čemu se mehanička energija troši na deformaciju i zagrijavanje gume. Prilikom vožnje na usponu, uzima se u obzir samo onaj dio sile teže, koji djeluje okomito na podlogu, a povećanjem kuta uspona otpori kotrljanja se smanjuju.

Sila potrebna za svladavanje otpora kotrljanja računa se prema izrazu:

$$F_k = f_k \cdot (m_v + m_t) \cdot g \cdot \cos \alpha, \quad (18)$$

gdje je:

f_k – faktor otpora kotrljanja, [-];

m_v – masa praznog vozila, [kg];

m_t – masa tereta, [kg];

g – ubrzanje gravitacije (= 9,81), [m/s²];

α – kut uspona podloge (= 0), [°].

Uvrštavanjem potrebnih podataka iz Tablice 5 u izraz (18), dobivamo iznos sile otpora kotrljanja:

$$F_k = 279,93 \text{ N}. \quad (19)$$

4.1.2. Otpor zraka

Otpor zraka je posljedica gubitaka energije koje nastaju uslijed gibanja vozila kroz zrak, a na njega utječu oblik vozila, brzina vožnje i gustoća zraka.

Ukupan otpora zraka uzrokuju sljedeći efekti:

- prilikom vožnje vozilo „odguruje“ zrak oko sebe i stvara vrtloge,
- između prednje čelone površine i stražnje površine postoji razlika tlakova,
- zrak djelomično i klizi po površini vozila (trenje),
- jedan dio zraka mora proći kroz automobil (hladnjak motora, kočnice, sustav ventilacije, itd.)

Sila potrebna za svladavanje otpora zraka računa se prema izrazu:

$$F_z = 0,5 \cdot \rho_z \cdot v^2 \cdot c_w \cdot A, \quad (20)$$

gdje je:

ρ_z – gustoća zraka, [kg/m³];

v – brzina vozila, [m/s];

c_w – faktor otpora zraka, [-];

A – čelona površina vozila, [m²].

Uvrštavanjem potrebnih podataka iz Tablice 5 u izraz (20), dobivamo iznose sila otpora zraka koji su prikazani u Tablici 6.

Tablica 6. Sila otpora zraka

Brzina vožnje [km/h]	Otpor zraka [N]
50	82,91
80	212,26
130	560,50

4.1.3. Srednji efektivni tlak potreban za svladavanje otpora vožnje

Za izračunavanje srednjeg efektivnog tlaka, najprije je potrebno izračunati efektivnu snagu motora. Efektivna snaga motora računa se prema izrazu:

$$P_e = \frac{(F_k + F_z) \cdot v}{1000 \cdot \eta_m}, \quad (21)$$

gdje je:

η_m – mehanički stupanj korisnosti prijenosnika, [-].

U Tablici 7. prikazane su izračunate vrijednosti efektivne snage motora.

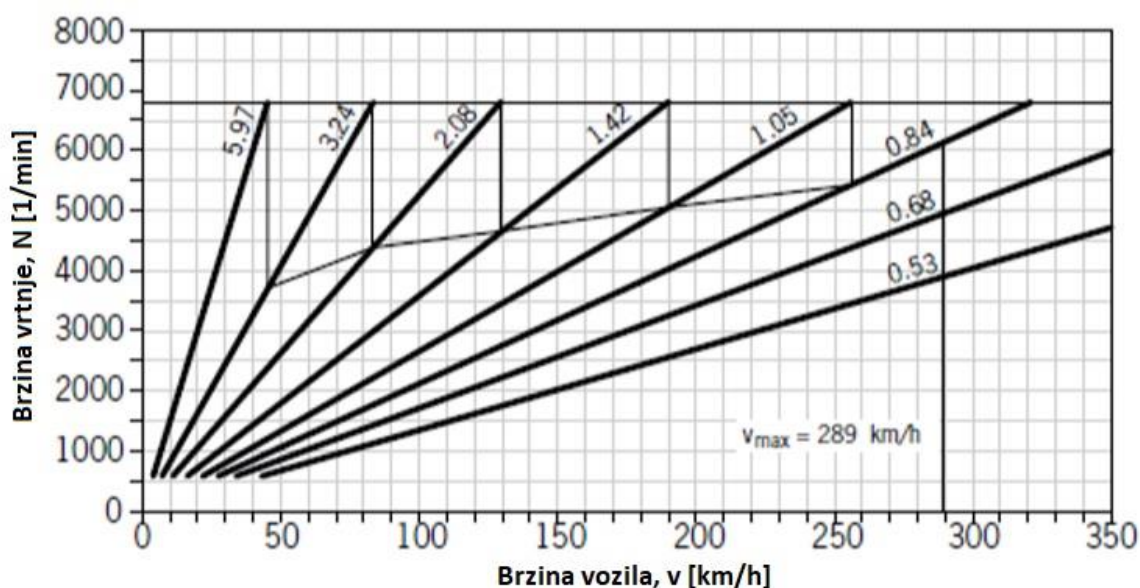
Tablica 7. Potrebna efektivna snaga motora za gibanje vozila po horizontalnoj podlozi

Brzina vožnje [km/h]	Efektivna snaga motora [kW]
50	5,305
80	11,513
130	31,946

Srednji efektivni tlak motora računa se prema izrazu:

$$p_e = \frac{P_e}{n_c \cdot V_H \cdot \frac{2 \cdot N}{T}} \quad (22)$$

Da bi izračunali srednji efektivni tlak potrebno je poznavati i brzine vrtnje motora za različite stupnjeve prijenosa koje će odgovarati brzinama kretanja vozila od 50 km/h, 80 km/h i 130 km/h. Brzine vrtnje ćemo očitati iz pilastog dijagrama prikazanog na Slici 10.



Slika 10. Pilasti dijagram [7]

Potrebne brzine vrtnje očitane iz pilastog dijagrama, prikazane su u Tablici 8.

Tablica 8. Brzine vrtnje očitane iz pilastog dijagrama

	Brzina vrtnje [1/min]		
Stupanj prijenosa	za 50 km/h	za 80 km/h	za 130 km/h
I	-	-	-
II	3851	6102	-
III	2495	3932	6427

IV	1708	2685	4393
V	1275	2007	3281
VI	1003	1600	2603
VII	814	1302	2115
VIII	651	1031	1681

Sustav isključenja cilindara se kod ovog motora koristi za brzine vrtnje $950 - 3500 \text{ min}^{-1}$ te za efektivne momente motora manje od 250 Nm. Da bi odredili radne točke motora koje će se promatrati potrebno je odrediti i efektivni moment motora koji se može izračunati prema izrazu:

$$M_e = \frac{P_e \cdot 30}{\pi \cdot N}. \quad (23)$$

Nakon izračunavanja efektivnog momenta motora moguće je izračunati srednji efektivni tlak prema sljedećem izrazu:

$$p_e = \frac{\pi \cdot T}{n_c \cdot V_H} \cdot M_e. \quad (24)$$

U Tablici 9. prikazane su radne točke za brzinu vožnje od 50 km/h.

Tablica 9. Radne točke za brzinu vožnje od 50 km/h

Brzina vrtnje [1/min]	Efektivni moment [Nm]	Srednji efektivni tlak [bar]
2495	20,30	0,638
1708	29,66	0,933
1275	39,73	1,249
1003	50,50	1,588

U Tablici 10. prikazane su radne točke za brzinu vožnje od 80 km/h.

Tablica 10. Radne točke za brzinu vožnje od 80 km/h

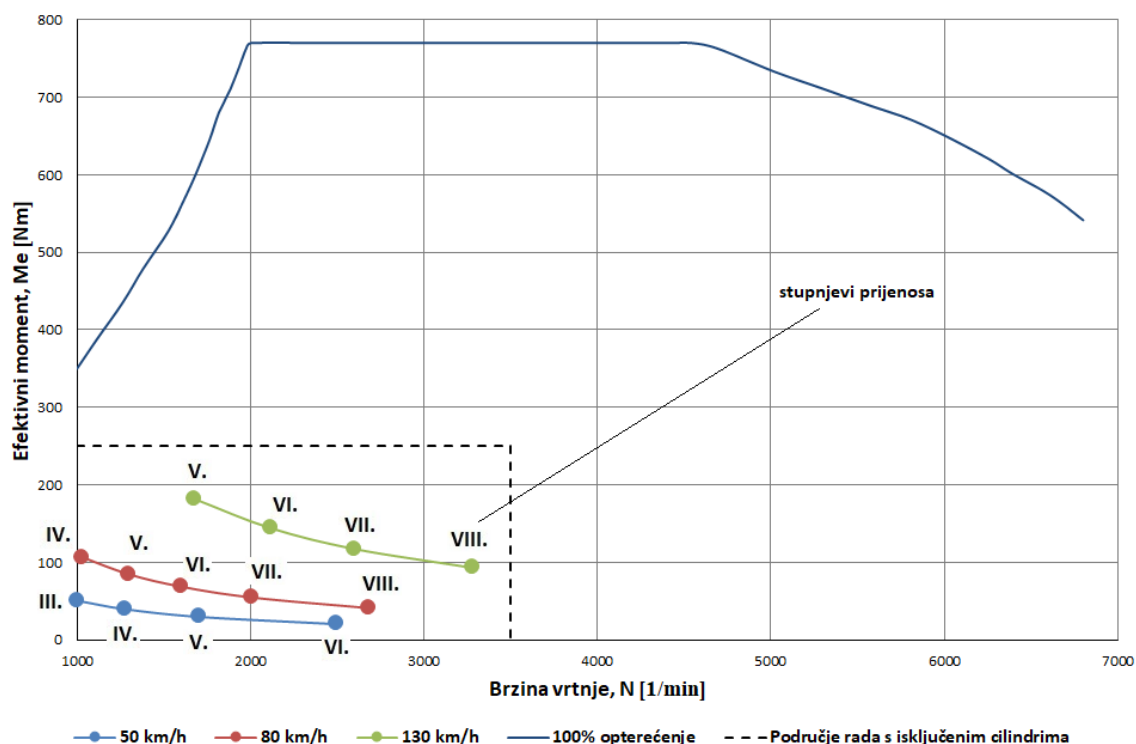
Brzina vrtnje [1/min]	Efektivni moment [Nm]	Srednji efektivni tlak [bar]
2685	40,95	1,288
2007	54,78	1,722
1600	68,71	2,160
1302	84,44	2,655
1031	106,64	3,353

U Tablici 11. prikazane su radne točke za brzinu vožnje od 130 km/h.

Tablica 11. Radne točke za brzinu vožnje od 130 km/h

Brzina vrtnje [1/min]	Efektivni moment [Nm]	Srednji efektivni tlak [bar]
3281	92,98	2,924
2603	117,20	3,685
2115	144,24	4,535
1681	181,48	5,706

Na Slici 11. prikazane su radne točke u dijagramu efektivnog momenta u ovisnosti o brzini vrtnje motora.

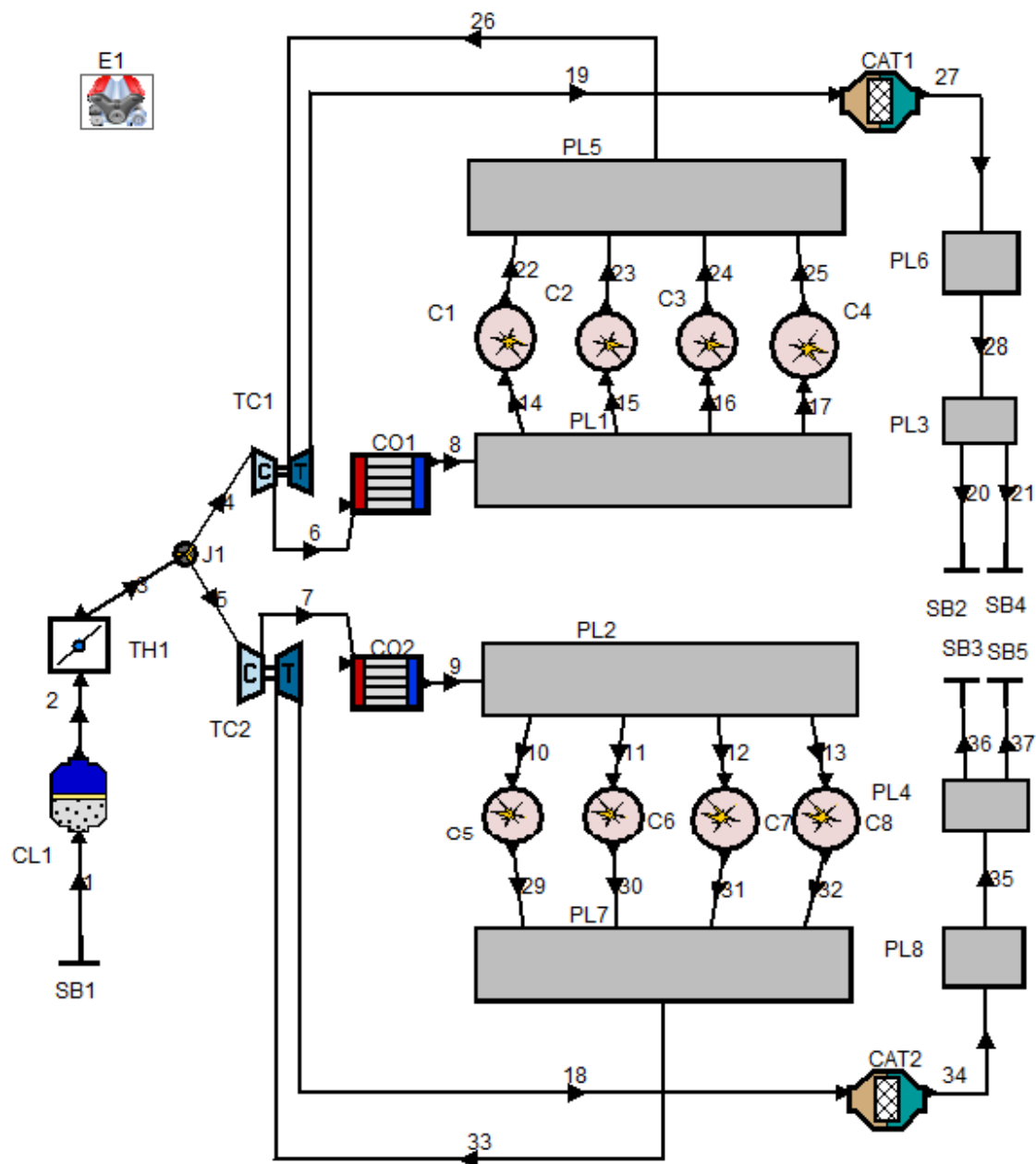


Slika 11. Prikaz radnih točaka

4.2. Opis simulacijskog modela

Kako je rečeno na početku, za provedbu računalnih simulacija odabran je V8 *twin - turbo* motor vozila *Porsche Panamera Turbo*. Motor je prednabijen (dva turbopunjača) s direktnim ubrizgavanjem goriva u cilindar te sa četiri bregasta vratila u glavi motora. Kao pogonsko gorivo koristi se benzinsko gorivo čija donja ogrjevna vrijednost iznosi 43500 kJ/kg.

Simulacijski model motora izrađen u programskom paketu AVL BOOST™ prikazan je na Slici 12.



Slika 12. Shema modela u programu AVL BOOST™

Glavni podaci motora prikazani su u Tablici 12.

Tablica 12. Glavni podaci motora [7]

VELIČINA	IZNOS	MJERNA JEDINICA
Promjer cilindra	86	mm
Hod klipa	86	mm

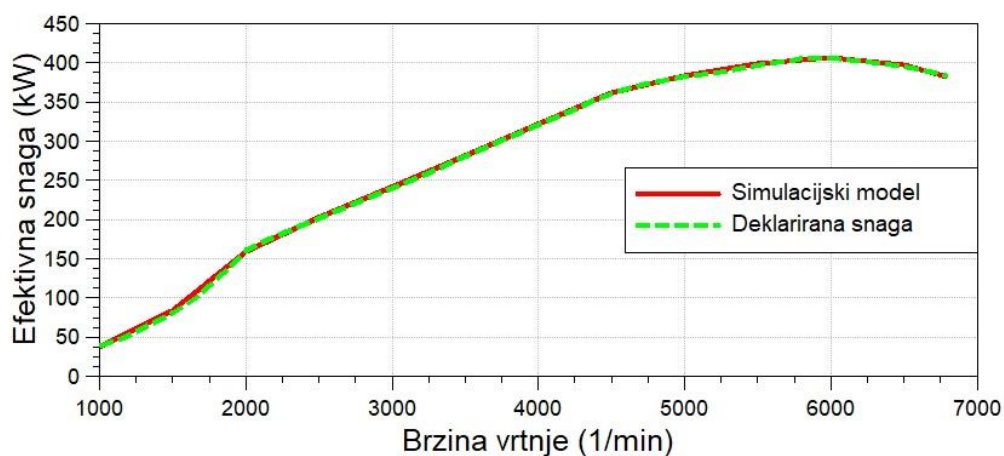
Kompresijski omjer	10,1	-
Broj cilindara	8	-
Duljina klipnjače	172	mm
Radni volumen	3996	cm ³
Broj taktova	4	-
Broj usisnih ventila po cilindru	2	-
Broj ispušnih ventila po cilindru	2	-
Maksimalna efektivna snaga	404 (5750 – 600 min ⁻¹)	kW
Maksimalni efektivni moment	770 (1960 – 4500 min ⁻¹)	Nm

Pri izradi simulacijskog modela motora korišten je dvozonski Vibeov model izgaranja. Dvozonski model izgaranja podrazumijeva da se cjelokupna masa radne tvari u cilindru za vrijeme izgaranja dijeli na izgorjelu i neizgorjelu zonu. U modelu je primijenjen pojednostavljeni model turbopunjača (eng. „*Simplified Model*“) koji ne obuhvaća definiranje mape rada turbine i kompresora. Pri punom opterećenju motora, kada je zaklopka snage potpuno otvorena, primjenjuje se tzv. „*Turbine Layout Calculation*“ način rada turbopunjača koji ostvaruje definirani omjer tlaka prednabijanja regulacijom protoka ispušnih plinova kroz turbinu.

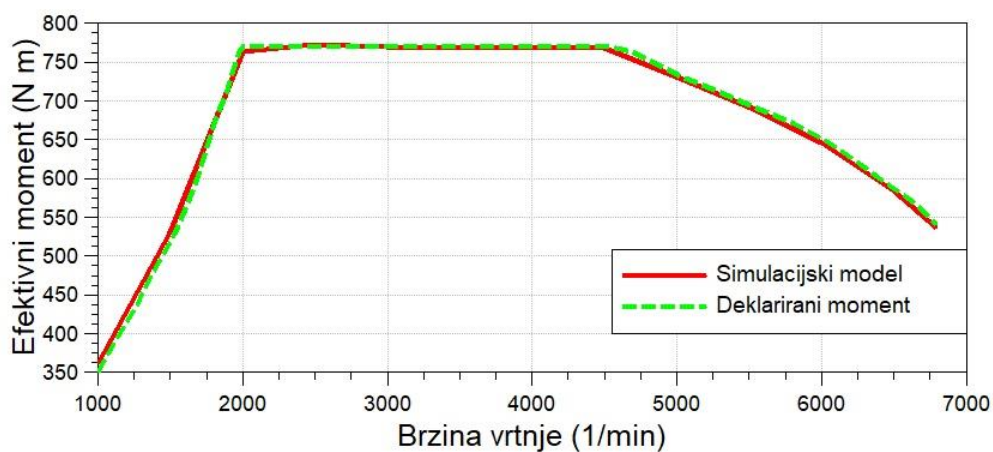
Razlika između modela bez isključivanja cilindara i modela s isključivanjem cilindara jest:

- definicija srednjeg tlaka trenja kao tablične vrijednosti (ovisnost o brzini vrtnje motora) pri čemu su korištene krivulje srednjeg tlaka trenja motora prikazane u poglavlju 3.3,
- kod modela s isključenim cilindrima prekida se dovod goriva cilindrima 2, 3, 5 i 8,
- na modelu s isključenim cilindrima ne ostvaruje se maseni protok radnog medija preko ventila (nema usisa niti ispuha).

Na sljedećim slikama prikazana je usporedba efektivne snage i efektivnog momenta motora dobivenih simulacijama s deklariranim vrijednostima proizvođača (za slučaj 8 aktivnih cilindara).



Slika 13. Usporedba deklarirane i simulacijske vrijednosti efektivne snage motora



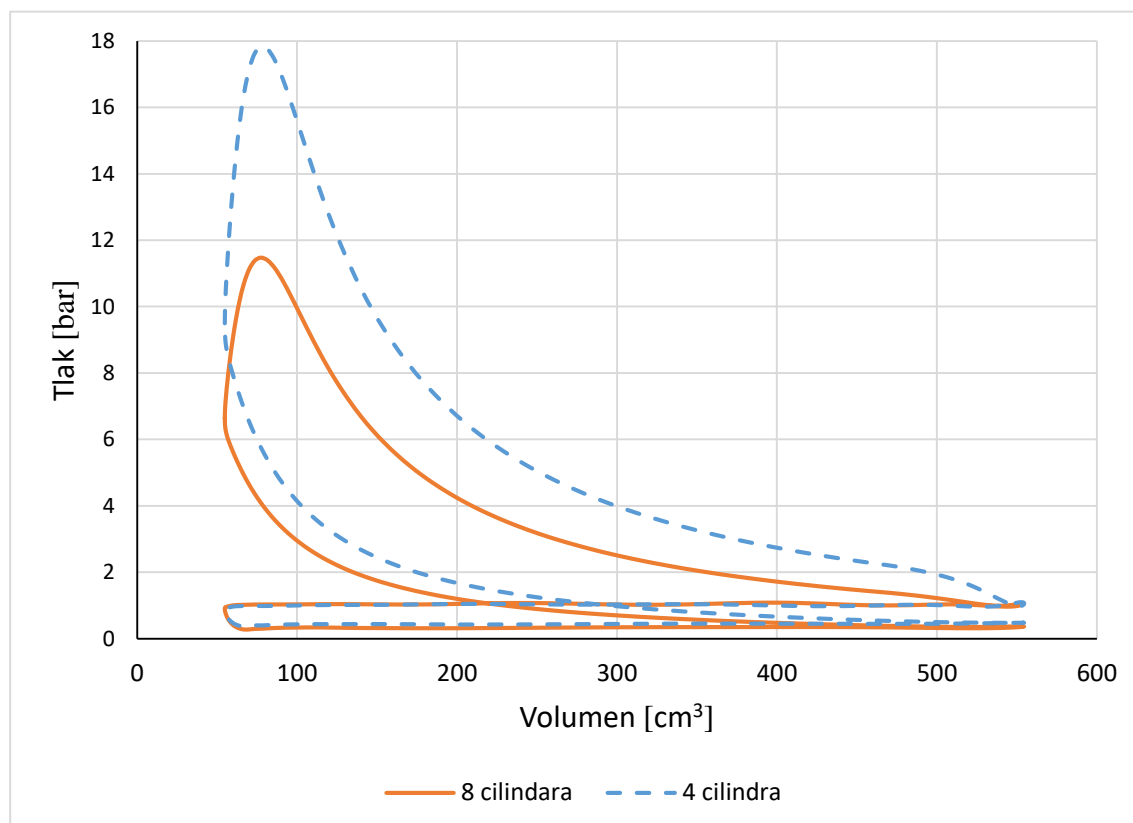
Slika 14. Usporedba deklarirane i simulacijske vrijednosti efektivnog momenta motora

Na Slikama 13. i 14. možemo vidjeti da su odstupanja između vrijednosti dobivenih simulacijama i deklariranih vrijednosti jako mala (ne prelaze 10%) pa možemo zaključiti da je kalibracija simulacijskog modela zadovoljavajuća.

5. REZULTATI SIMULACIJA I USPOREDBA VRIJEDNOSTI

5.1. Indikatorski dijagram

Na sljedećoj slici prikazan je indikatorski dijagram jednog radnog cilindra bez i s isključenjem cilindara pri konstantnoj brzini vožnje od 50 km/h u III. stupnju prijenosa ($N=2495$ 1/min).



Slika 15. Indikatorski dijagram jednog radnog cilindra

Na Slici 15. možemo vidjeti da je isključivanjem cilindara radni cilindar došao u područje većeg opterećenja te je porastao pozitivni rad procesa dok se istovremeno negativni rad izmjene radnog medija smanjio što nam rezultira povećanjem indiciranog rada W_i .

Jednake promjene u indikatorskim dijagramima će se dogoditi i za ostale radne točke, neovisno o brzini vrtnje i opterećenju motora.

5.2. Specifična efektivna potrošnja goriva

U sljedećim tablicama prikazane su specifične efektivne potrošnje goriva za promatrane radne točke motora.

Tablica 13. Specifična efektivna potrošnja goriva pri brzini vožnje od 50 km/h

Brzina vrtnje [1/min] (stupanj prijenosa)	$g_{e,8cil}$ [g/kWh]	$g_{e,4cil}$ [g/kWh]	Relativna promjena [%]
2495 (III.)	928	735	20,8
1708 (IV.)	683	562	17,7
1275 (V.)	548	472	13,9
1003 (VI.)	469	420	10,4

Tablica 14. Specifična efektivna potrošnja goriva pri brzini vožnje od 80 km/h

Brzina vrtnje [1/min] (stupanj prijenosa)	$g_{e,8cil}$ [g/kWh]	$g_{e,4cil}$ [g/kWh]	Relativna promjena [%]
2685 (IV.)	570	469	17,7
2007 (V.)	475	402	15,4
1600 (VI.)	415	364	12,3
1302 (VII.)	373	336	9,9
1031 (VIII.)	341	315	7,6

Tablica 15. Specifična efektivna potrošnja goriva pri brzini vožnje od 130 km/h

Brzina vrtnje [1/min] (stupanj prijenosa)	$g_{e,8cil}$ [g/kWh]	$g_{e,4cil}$ [g/kWh]	Relativna promjena [%]
3281 (V.)	373	327	12,3
2603 (VI.)	333	295	11,4
2115 (VII.)	311	280	10,0
1681 (VIII.)	290	270	6,9

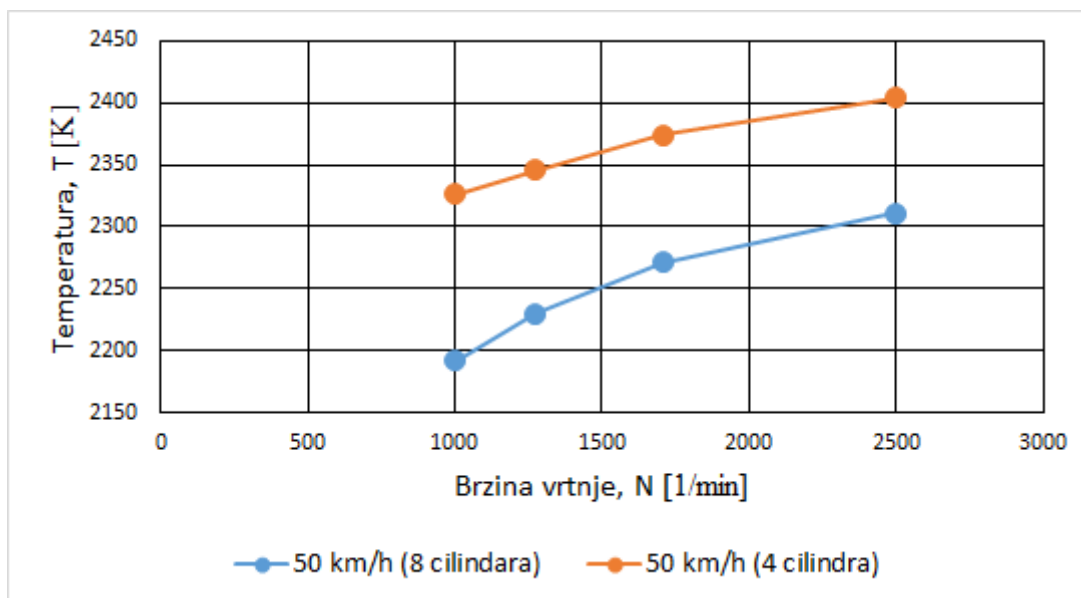
Iz Tablica 13., 14. i 15. vidimo da se specifična efektivna potrošnja goriva smanjuje isključivanjem cilindara u svim razmatranim stupnjevima prijenosa i pri vožnji vozila konstantnom brzinom.

Najveće relativne promjene, odnosno smanjenja u specifičnoj efektivnoj potrošnji goriva ostvaruju se pri većim brzinama vrtnje motora te iznose 20,8 % za slučaj vožnje od 50 km/h, 17,7 % za 80 km/h i 12,3 % za brzinu kretanja vozila od 130 km/h. Pri brzini vožnje od 50 km/h prosječno smanjenje specifične efektivne potrošnje goriva iznosi 15,7 %, pri brzini vožnje od 80 km/h ono iznosi 12,6 % i pri brzini vožnje od 130 km/h ono iznosi 10,2 %. Još možemo zaključiti da je za promatrano vozilo pri brzini vožnje od 50 km/h najekonomičnije voziti u VI. stupnju prijenosa ($N=1003$ 1/min), pri brzini vožnje od 80 km/h najekonomičnije je voziti u VIII. stupnju prijenosa ($N=1031$ 1/min) i pri brzini vožnje od 130 km/h najekonomičnije je voziti u VIII. stupnju prijenosa ($N=1681$ 1/min).

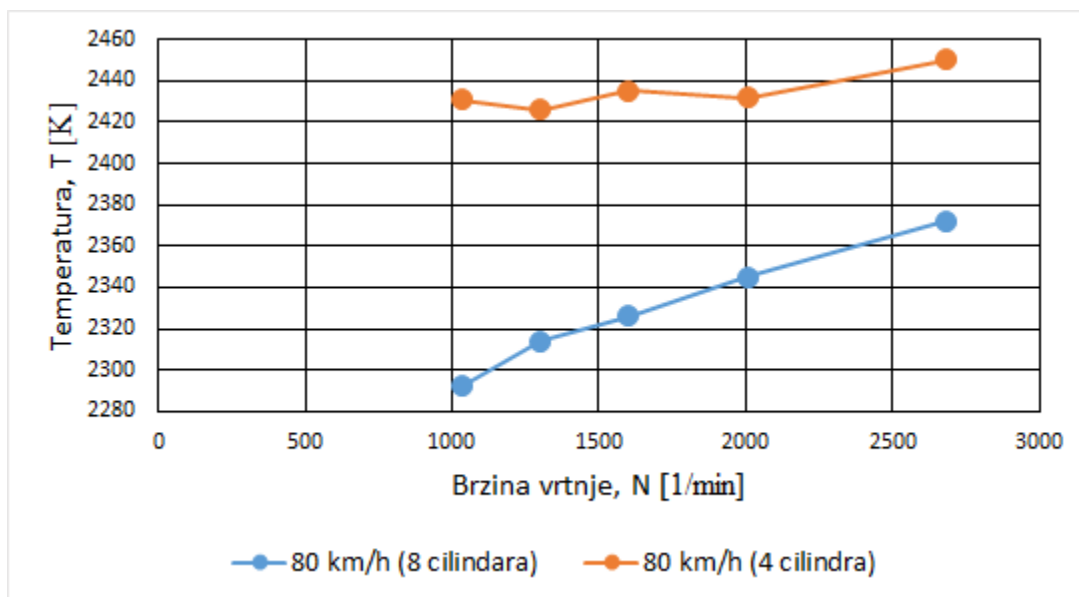
5.3. Emisije štetnih plinova

5.3.1. Vršna temperatura izgaranja

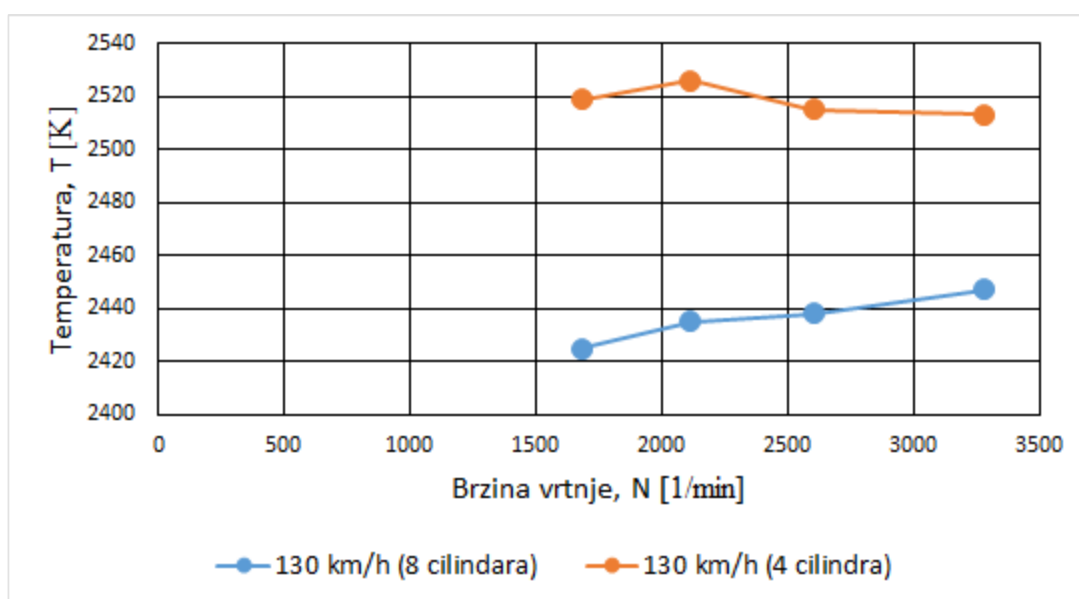
Isključivanjem cilindara dolazi do porasta u vršnoj temperaturi izgaranja radnih cilindara jer je povećano opterećenje radnih cilindara da bi se zadržao konstantnim efektivni moment motora potreban za vožnju konstantnom brzinom. Temperatura ima značajan utjecaj na emisiju štetnih plinova te je porast vršne temperature izgaranja prikazan u sljedećim dijagramima.



Slika 16. Promjena vršne temperature radnih cilindara za brzinu vožnje od 50 km/h



Slika 17. Promjena vršne temperature radnih cilindara za brzinu vožnje od 80 km/h



Slika 18. Promjena vršne temperature radnih cilindara za brzinu vožnje od 130 km/h

Iz Slika 16., 17. i 18. možemo vidjeti da je prosječno povećanje temperature za vožnju brzinom od 50 km/h 4,7 %, za vožnju brzinom od 80 km/h je 4,3 % i za vožnju brzinom od 130 km/h je 2,3 %.

5.3.2. Emisija ugljikovog monoksida

U sljedećim tablicama bit će prikazane emisije ugljikovog monoksida (eng. carbon oxide – CO) za promatrane radne točke.

Tablica 16. Emisija CO pri brzini vožnje od 50 km/h

Brzina vrtnje [1/min]	Emisija CO (8 radnih cilindara) [g/kWh]	Emisija CO (4 radna cilindara) [g/kWh]	Relativna promjena CO [%]
2495	191	107	44,2
1708	120	58	51,3
1275	90	36	60,4
1003	66	27	59,7

Tablica 17. Emisija CO pri brzini vožnje od 80 km/h

Brzina vrtnje [1/min]	Emisija CO (8 radnih cilindara) [g/kWh]	Emisija CO (4 radna cilindara) [g/kWh]	Relativna promjena CO [%]
2685	122	50	59,1
2007	93	27	71,1
1600	75	31	59,0
1302	65	11	82,8
1031	55	6	88,7

Tablica 18. Emisija CO pri brzini vožnje od 130 km/h

Brzina vrtnje [1/min]	Emisija CO (8 radnih cilindara) [g/kWh]	Emisija CO (4 radna cilindara) [g/kWh]	Relativna promjena CO [%]
3281	82	16	80,2
2603	70	12	82,4
2115	61	8	87,6
1681	54	5	91,6

Iz Tablica 16., 17. i 18. možemo vidjeti da najveće emisije CO – a nastaju pri većim brzinama vrtnje i manjim opterećenjima. Usporedbom vrijednosti emisija za rad motora bez isključenja cilindara i za rad s isključenjem cilindara, možemo primijetiti znatno smanjenje emisije plinova.

Prosječno smanjene za vožnju brzinom od 50 km/h je 53,9 %, za vožnju brzinom od 80 km/h je 72,1 % i za vožnju brzinom od 130 km/h je 85,5 %. Razlog smanjenja je manja ukupna masa goriva koja ulazi u motor, ali i veće opterećenje radnih cilindara koje rezultira većim vršnim vrijednostima temperature (vidjeti podnaslov 5.3.1.) [10].

5.3.3. Emisija neizgorjelih ugljikovodika

U sljedećim tablicama bit će prikazane emisije neizgorjelih ugljikovodika (eng. hydrocarbons - HC) za promatrane radne točke.

Tablica 19. Emisija HC pri brzini vožnje od 50 km/h

Brzina vrtnje [1/min]	Emisija HC (8 radnih cilindara) [g/kWh]	Emisija HC (4 radna cilindara) [g/kWh]	Relativna promjena HC [%]
2495	7,40	4,48	39,5
1708	6,04	3,55	41,3
1275	4,83	2,84	41,2
1003	3,88	2,24	41,6

Tablica 20. Emisija HC pri brzini vožnje od 80 km/h

Brzina vrtnje [1/min]	Emisija HC (8 radnih cilindara) [g/kWh]	Emisija HC (4 radna cilindara) [g/kWh]	Relativna promjena HC [%]
2685	3,92	2,32	40,7
2007	3,40	1,98	41,9
1600	2,98	1,74	41,5
1302	2,56	1,43	44,2
1031	2,11	1,07	49,4

Tablica 21. Emisija HC pri brzini vožnje od 130 km/h

Brzina vrtnje [1/min]	Emisija HC (8 radnih cilindara) [g/kWh]	Emisija HC (4 radna cilindara) [g/kWh]	Relativna promjena HC [%]
3281	1,84	1,10	40,5
2603	1,67	0,97	41,7
2115	1,49	0,79	46,8
1681	1,30	0,61	53,4

Iz Tablica 19., 20. i 21. možemo vidjeti da najveće emisije HC – a nastaju prvi većim brzinama vrtnje i manjim opterećenjima. Usporedbom vrijednosti emisija za rad motora bez isključenja cilindra i za rad s isključenjem cilindra, možemo primijetiti znatno smanjenje emisije plinova. Prosječno smanjene za vožnju brzinom od 50 km/h je 40,9 %, za vožnju brzinom od 80 km/h je 43,5 % i za vožnju brzinom od 130 km/h je 45,6 %, što znači da se najveća smanjena emisije postižu za viša opterećenja. Razlog smanjenja je manja ukupna masa goriva koja ulazi u motor, ali i veće opterećenje radnih cilindara koje rezultira većim vršnim vrijednostima temperature i tlaka u cilindru. (vidjeti podnaslov 5.3.1.) [10].

5.3.4. Emisija dušikovih oksida

U sljedećim tablicama prikazane su emisije dušikovih oksida (NO_x) za promatrane radne točke motora.

Tablica 22. Emisija NO_x pri brzini vožnje od 50 km/h

Brzina vrtnje [1/min]	Emisija NO_x (8 radnih cilindara) [g/kWh]	Emisija NO_x (4 radna cilindara) [g/kWh]	Relativna promjena NO_x [%]
2495	3,12	6,04	48,4
1708	1,62	4,62	64,9
1275	1,12	4,09	72,6
1003	0,85	4,15	79,5

Tablica 23. Emisija NO_x pri brzini vožnje od 80 km/h

Brzina vrtnje [1/min]	Emisija NO_x (8 radnih cilindara) [g/kWh]	Emisija NO_x (4 radna cilindara) [g/kWh]	Relativna promjena NO_x [%]
2685	3,08	5,97	48,3
2007	2,62	5,73	54,3
1600	2,21	5,91	62,6
1302	2,21	6,59	66,4
1031	2,29	8,21	72,1

Tablica 24. Emisija NO_x pri brzini vožnje od 130 km/h

Brzina vrtnje [1/min]	Emisija NO _x (8 radnih cilindara) [g/kWh]	Emisija NO _x (4 radna cilindara) [g/kWh]	Relativna promjena NO _x [%]
3281	3,88	7,02	44,7
2603	4,23	7,55	43,9
2115	4,66	8,71	46,4
1681	5,11	9,94	48,6

Iz Tablica 22., 23. i 24. možemo vidjeti da najveće emisije NO_x – a nastaju prvi većim opterećenjima. Usporedbom vrijednosti emisija za rad motora bez isključenja cilindra i za rad s isključenjem cilindra, možemo primijetiti znatno povećanje emisije plinova. Prosječno povećanje za vožnju brzinom od 50 km/h je 66,4 %, za vožnju brzinom od 80 km/h je 60,7 % i za vožnju brzinom od 130 km/h je 45,9 %. Razlog povećanja su veće temperature u radnim cilindrima za vrijeme izgaranja koji su u području većeg opterećenja zbog isključenja cilindra (vidjeti podnaslov 5.3.1.) [10].

5.4. Volumna potrošnja goriva na 100 km

Da bi izračunali volumnu potrošnju goriva na 100 km, najprije je potrebno izračunati masenu potrošnju goriva po satu [kg/h], a računa se prema izrazu:

$$m_{Gh} = \frac{P_e \cdot g_e}{1000}, \quad (25)$$

gdje je:

P_e – efektivna snaga, [kW];

g_e – specifična efektivna potrošnja goriva, [g/kWh].

Zatim je potrebno izračunati volumnu potrošnju goriva po satu [dm³/h], a računa se prema izrazu:

$$V_{Gh} = \frac{m_{Gh}}{\rho_G}, \quad (26)$$

gdje je:

ρ_G – gustoća benzinskog goriva (=0,74 kg/dm³) [10].

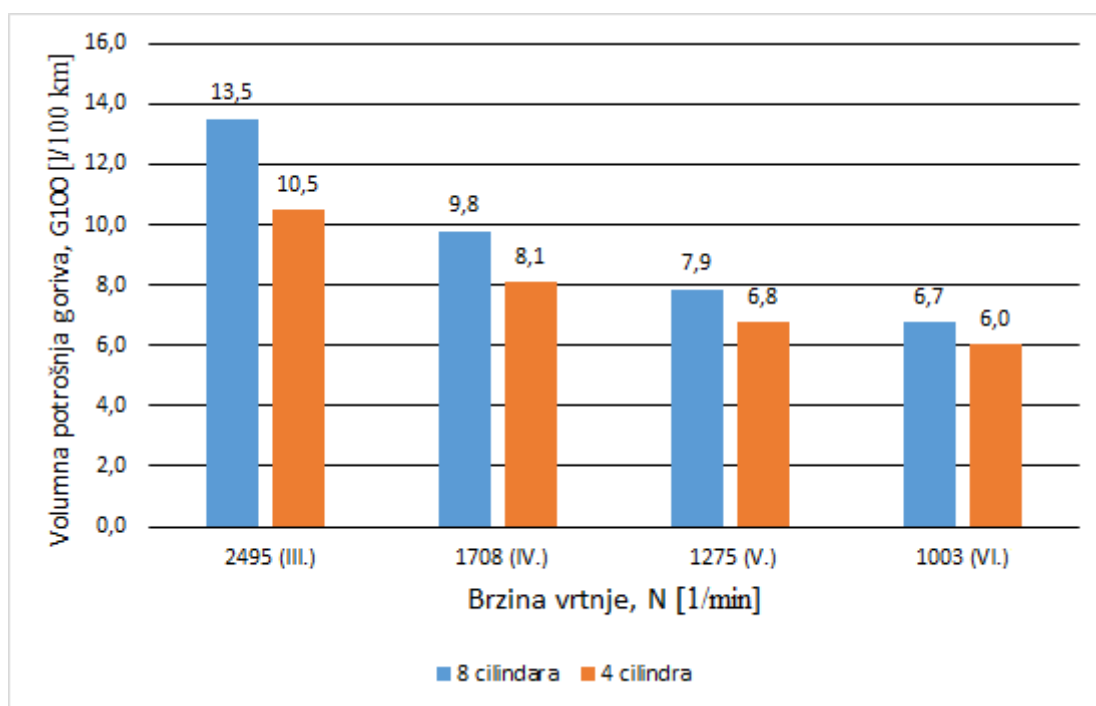
Konačno, volumna potrošnja goriva na 100 km računa se prema izrazu:

$$G_{100} = \frac{V_{Gh}}{v} \cdot 100, \quad (27)$$

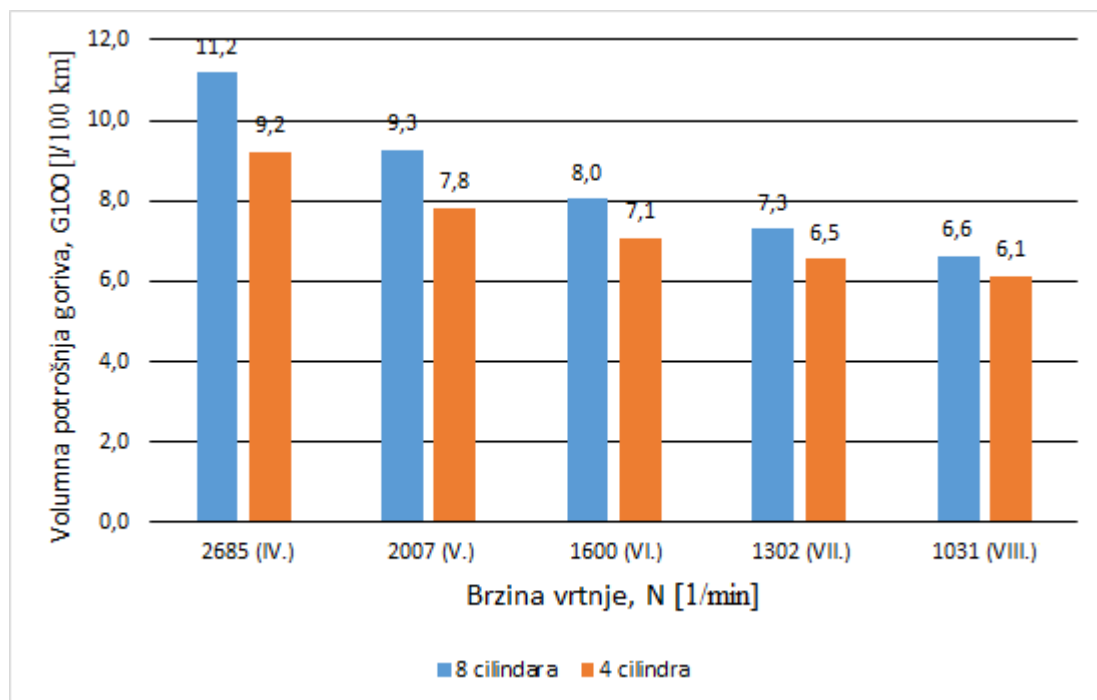
gdje je:

v – brzina vozila, [km/h].

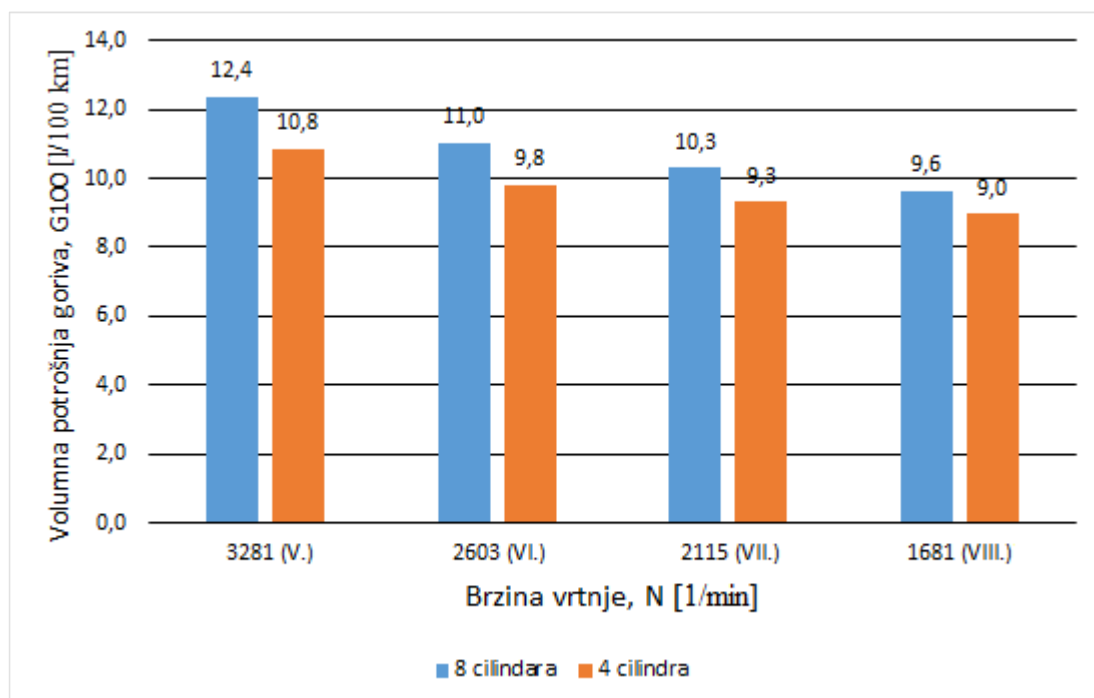
Proračun volumne potrošnje goriva na 100 km proveden je u programskom paketu *MS Excel 2013*.



Slika 19. Volumna potrošnja goriva na 100 km za brzinu vožnje od 50 km/h



Slika 20. Volumna potrošnja goriva na 100 km za brzinu vožnje od 80 km/h



Slika 21. Volumna potrošnja goriva na 100 km za brzinu vožnje od 130 km/h

Iz Slika 19., 20. i 21. vidimo da se volumna potrošnja goriva smanjuje isključivanjem cilindara u svim razmatranim stupnjevima prijenosa i pri vožnji vozila konstantnom brzinom. Relativne promjene, odnosno smanjenja u volumnoj potrošnji goriva, jednaka su relativnim promjenama specifične efektivne potrošnje goriva jer su te dvije vrijednosti proporcionalne [vidjeti izraze (25), (26) i (27)].

Promjena volumne potrošnje goriva na 100 km je prikazana jer proizvođači na taj način deklariraju potrošnju svojih vozila i jer je prihvatljivija krajnjim korisnicima.

6. ZAKLJUČAK

U završnom radu je provedena simulacija rada Ottovog motora koji ima mogućnost isključivanja cilindara za radne točke motora koje odgovaraju brzini kretanja vozila konstantnom brzinom horizontalnim putem od 50 km/h, 80 km/h i 130 km/h. Deaktivacija cilindara vrši se tako da se pojedinim cilindrima prekida dovod goriva, a usisni i ispušni ventili ostaju zatvoreni za vrijeme cjelokupnog radnog ciklusa.

Isključivanjem cilindara dolazi do povećanja opterećenja radnih cilindara te se negativni rad izmjene radnog medija smanjuje što nam povećava stupanj djelovanja motora. Analizom simulacijskih rezultata možemo vidjeti da se specifična efektivna potrošnja goriva pri brzini vožnje od 50 km/h smanjuje za 15,7 %, pri brzini vožnje od 80 km/h smanjuje se za 12,6 % i pri brzini vožnje od 130 km/h smanjuje se za 10,2 %. Iz toga proizlazi da se najveća prednost isključivanja cilindara postiže kod niskih opterećenja i manjih brzina vrtnje motora. Još možemo zaključiti da je za promatrano vozilo pri brzini vožnje od 50 km/h najekonomičnije voziti u VI. stupnju prijenosa ($N = 1003 \text{ min}^{-1}$), pri brzini vožnje od 80 km/h najekonomičnije je voziti u VIII. stupnju prijenosa ($N = 1031 \text{ min}^{-1}$) i pri brzini vožnje od 130 km/h najekonomičnije je voziti u VIII. stupnju prijenosa ($N = 1681 \text{ min}^{-1}$).

Pored smanjenja specifične efektivne potrošnje goriva, značajno je i smanjenje emisije štetnih plinova ugljikovog monoksida (CO) i ugljikovodika (HC). Prosječno smanjene emisije CO za vožnju brzinom od 50 km/h je 53,9 %, za vožnju brzinom od 80 km/h je 72,1 % i za vožnju brzinom od 130 km/h je 85,5 %. Prosječno smanjene emisije HC za vožnju brzinom od 50 km/h je 40,9 %, za vožnju brzinom od 80 km/h je 43,5 % i za vožnju brzinom od 130 km/h je 45,6 %. Razlog smanjenja CO i HC emisija je manja ukupna masa goriva koja ulazi u motor, ali i veće opterećenje radnih cilindara koje rezultira većim vršnim vrijednostima temperature i tlaka u cilindru. Jedan od nedostataka isključivanja cilindara jest povećanje emisije dušikovih oksida (NO_x). Prosječno povećanje emisije NO_x za vožnju brzinom od 50 km/h je 66,4 %, za vožnju brzinom od 80 km/h je 60,7 % i za vožnju brzinom od 130 km/h je 45,9 %. Razlog povećanja su veće temperature u radnim cilindrima za vrijeme izgaranja koji su u području većeg opterećenja zbog isključenja cilindara.

Iz rezultata ovog rada može se zaključiti da je sustav za isključivanje cilindara dobro rješenje za smanjenje potrošnje goriva, posebno u režimima niskog opterećenja i malih brzina vrtnje, uz zadržavanje dovoljno snažnog motora za uobičajen režim gradske vožnje.

LITERATURA

- [1] Schaeffler Group,
[https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/ shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/symposia_1/downloads_11/Schaeffler_Kolloquium_2014_11_en.pdf](https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/symposia_1/downloads_11/Schaeffler_Kolloquium_2014_11_en.pdf) (svibanj 2018.)
- [2] Mahalec, Lulić, Kozarac: *Motori s unutarnjim izgaranjem*, Sveučilište u Zagrebu, 2013.
- [3] Grdinić S., *Granice isključivanja cilindara kao metode za smanjenje potrošnje goriva*, Diplomski rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, 2014.
- [4] Mahalec, I.: *Mehanički gubitci u klipnom motoru*, FSB, Zagreb, 2012.
- [5] Sandoval D., *An Improved Friction Model For Spark Ignition Engines*, Massachusetts Institute of Technology, 2002.
- [6] Kamil M., Rahman M.M., Bakar R., *An integrated model for predicting engine friction losses in internal combustion engine*, International Conference on Mechanical Engineering Research (ICMER2013), 2013.
- [7] 2017 Porsche Panamera Technical Information, <http://www.abaza-auto.net/files/cars/2dd4e4728056cd654acc45096a52af54163cffe3.pdf> (prosinac 2017.)
- [8] Porsche, https://www.porsche.com/central-eastern-europe/en/_croatia_/models/panamera/panamera-turbo-models/panamera-turbo/featuresandspecs/ (rujan 2018.)
- [9] Lulić, Ormuž, Šagi: *Motorna vozila – interna skripta*, FSB, Zagreb, 2017.
- [10] AVL BOOST™ - version 2013.2, Users Guide and Theory
- [11] Ljubas D., Juretić H., *Podloge za predavanja iz kolegija Gorivo i mazivo*, FSB, Zagreb, 2016.

PRILOZI

I. CD-R disc